

НАЦІОНАЛЬНИЙ ТЕХНІЧНИЙ УНІВЕРСИТЕТ УКРАЇНИ  
«КИЇВСЬКИЙ ПОЛІТЕХНІЧНИЙ ІНСТИТУТ  
імені ІГОРЯ СІКОРСЬКОГО»  
МЕХАНІКО-МАШИНОБУДІВНИЙ ІНСТИТУТ  
КАФЕДРА КОНСТРУЮВАННЯ ВЕРСТАТІВ ТА МАШИН

«На правах рукопису»

УДК \_\_\_\_\_

До захисту допущено

Завідувач кафедри

\_\_\_\_\_ В.Б.Струтинський

(підпис)

(ініціали, прізвище)

“ \_\_\_\_\_ ” \_\_\_\_\_ 2018 р.

**Магістерська дисертація**  
на здобуття ступеня магістра  
зі спеціальності 133 Галузеве машинобудування

на тему Створення і дослідження свердлувального верстата оснащеного високообертовим приводом і цифровим приводом подачі шпинделя.

Виконала: студентка

II курсу , групи МВ – 71мп

\_\_\_\_\_ Назаренко Яна Олегівна

(прізвище ім'я по батькові)

(підпис)

Науковий керівник

Новік М. А., к. т. н., доц.

(посада, науковий ступінь та вчене звання, прізвище, ініціали)

(підпис)

Консультант з розділу

Новік М. А., к. т. н., доц.

(посада, науковий ступінь та вчене звання, прізвище, ініціали)

(підпис)

Рецензент:

\_\_\_\_\_ (посада, науковий ступінь, вчене звання, прізвище та ініціали)

(підпис)

Засвідчую, що у цій магістерській дисертації  
немає запозичень з праць інших авторів без  
відповідних посилань.

Студент \_\_\_\_\_

(підпис)

Київ - 2018

## Реферат

Сучасне виробництво характеризується втіленням новітньої техніки, що значно розширює технологічні можливості обладнання, підвищує надійність та довговічність, функціональні можливості робочих органів та точність обробки деталей. Останній час широке застосування в автоматизації виробничих процесів знаходять багатопозиційні гідравлічні, пневматичні, електричні та пневмогідравлічні приводи, керування якими здійснюється у двійковому. Особливого розвитку зазнали гідравлічні та пневматичні багатопозиційні приводи з цифровим керуванням.

Пневмогідравлічний цифровий привід призначений для перетворення інформації у вигляді двійкового коду в поступальне переміщення вихідної ланки приводу.

На кафедрі КВМ НТУУ «КПІ» ім. І. Сікорського проводяться роботи по розробці і дослідження багатопозиційних пневмогідравлічних комбінованих приводів з цифровим керуванням. Такі приводи можуть успішно застосовуватись, як в якості виконавчих пристроїв промислових роботів, так і в якості пристроїв метало- та дерево-обробних верстатів. В даній роботі розглянуті оригінальні багатопозиційні цифрові приводи осьової подачі шпинделя і переміщення столів, що значно спрощує автоматизацію верстатів і розширює область їх застосування.

## Abstract

Modern production is characterized by the implementation of the latest technology, which greatly expands the technological capabilities of the equipment, increases reliability and durability, functional capabilities of the working bodies and the accuracy of the processing of parts. The last time widely used in the automation of production processes are multi-position hydraulic, pneumatic, electric and pneumatic and hydraulic drives, which control is carried out in binary. Specially developed hydraulic and pneumatic multi-position drives with digital control.

Pneumatic hydraulic digital drive is intended for the conversion of information in the form of binary code into the translational movement of the output link of the drive.

At the department of KMM NTUU «KPI» them. I. Sikorsky conducted works on the development and research of multi-position pneumo-hydraulic combined drives with digital control. Such drives can be successfully applied, both as executing devices of industrial robots, and as devices of metal and wood processing machines. In this paper, the original multi-position digital drives of the spindle axial feed and moving the tables are considered, which greatly simplifies the automation of the machine tools and extends the scope of their application.

## Перелік скорочень

ЕКД- електричний кроковий двигун;

ЦП- цифровий привод;

ПЕГД - пневмоелектрогідравлічний дозатор;

Д- дросель;

Р- розподільник;

МР- масло розпилювач;

ФВВ- фільтр вологовідокремлювача ;

КР- редукційний клапан;

ЕМ- електромагніт

АГ- акумулятор гідравлічний

ЗК- зворотній клапан

## *Зміст*

Вступ.....	
Розділ 1. Патентний аналіз .....	12
1.1. Патентний аналіз по приводам подачі шпинделя та стола вертикально-свердлильних верстатів.....	12
Розділ 2. Привод поперечного переміщення стола.....	34
2.1 Принципова схема приводу поперечного стола .....	34
2.2. Привод поперечного переміщення .....	41
2.3. Привод поперечного переміщення стола.....	46
Розділ 3. Цифровий привод поздовжнього переміщення стола .....	50
3.1. Принципова схема пневмогідравлічного цифрового привода поздовжнього переміщення стола .....	50
3.2 Цифровий двигун поздовжнього переміщення стола свердлувального верстата .....	58
3.3 Привод поздовжнього переміщення стола свердлувального верстата.....	63
Розділ 4. Привод осьової подачі шпинделя .....	66
4.1 Схема приводу осьової подачі шпинделя свердлувального верстата .....	66
4.2 Привод подачі і осьового переміщення інструмента .....	75
4.3 Цифровий привод регулятора потоку рідини.....	78
5. Загальний вигляд вертикально-свердлувального верстата.....	82
6. Розрахункова схема приводу осьового переміщення мотор-шпинделя.....	84
7. Розробка стартап проекту.....	89
Опис ідеї проекту (технології) .....	89
Загальні висновки.....	107
Література .....	108
Додатки.....	110

## Вступ

Досягнення в розробці обладнання оснащеним числовим програмним керуванням і робототехніки відкривають великі перспективи створення принципово нових систем автоматизації виробничих процесів.

На заміну колишнім автоматичним лініям які були орієнтовані на випуск однотипної продукції, приходять більш прогресивні гнучкі виробничі системи які здатні перебудовуватися для виконання більшого різноманіття технологічних процесів.

Використання цифрових ЕОМ в сучасних системах управління дозволяє додати їм універсальність і гнучкість, які необхідні для управління складними технологічними процесами гнучких виробничих систем, реалізувати оптимальні закони управління і перебудовувати структуру управляючої частини системи.

Одним із чинників який стримує застосування ЕОМ для управління технологічними процесами виробничих систем є складність сполучення пристроїв програмного управління з традиційними пневматичними і гідравлічними приводами з аналоговим управлінням. Тому останнім часом, як в Україні так і за кордоном ведеться велика робота по розробці і упровадженню нових типів виконавчих приводів з дискретним управлінням, які легко сполучаються з ЕОМ і дозволяють перетворювати інформацію у вигляді двійкового коду в лінійне або кутове переміщення виконавчого органу.

В даний час у якості виконавчого пристрою на верстатах з числовим програмним керуванням, промислових роботів і інших технологічно-виробничих пристроїв все більш високе застосування отримують гідравлічні, пневматичні, електричні і комбіновані приводи з ЧПК.

Застосування приводів виконавчих органів верстату та обладнання з числовим керуванням значно спрощує виготовлення товару при менших затратах часу, матеріалу, енергії. Підвищується їх функціональні можливості і надійність, полегшується обслуговування та нагляд за ними. Особливої уваги заслуговує пневматичні і гідравлічні цифрові виконавчі приводи, які мають ряд важливих переваг, які дозволяють створювати відносно прості, економічні і швидко дійні автоматизовані системи керування.

Метою дипломного проекту є розширення степені автоматизації вертикально-свердлувального верстату і його функціональних можливостей.

Для досягнення поставленої мети вирішувалися наступні задачі:

1. Проведений патентний пошук і аналіз відомих рішень по створенню виконавчих приводів вертикально-свердлувальних верстатів.
2. На базі проведених патентних досліджень запропоновані оригінальні схеми цифрових приводів поздовжнього та поперечного переміщення стола і осьового переміщення шпинделя, крім того розроблена принципова схема осьової подачі мотор-шпинделя.
3. Розроблені оригінальні приводи поздовжнього, поперечного переміщення стола і осьового переміщення мотор-шпинделя.
4. Розроблений алгоритм і математична модель розрахунку основних характеристик спроектованих приводів поперечного, поздовжнього і осьового.
5. Розробка загального вигляду вертикально-свердлувального верстата.
6. Висновки.

Таким чином запропоновані приводи переміщення стола та привід переміщення шпинделя дають можливість значно розширити степінь автоматизації вертикально-свердлувального верстата

## **Розділ 1. Патентний аналіз**

### **1.1. Патентний аналіз по приводам подачі шпинделя та стола вертикально-свердлильних верстатів**

Багатопозиційні приводи з цифровим управлінням (цифрові приводи) призначені для перетворення сигналів управління, заданих в цифровій формі, в лінійне або кутове переміщення виконавчого органу.

В даний час цифрові приводи (ЦП) знаходять широке застосування в якості виконавчих органів автоматичних систем управління металорізальних верстатів, промислових роботів, маніпуляторів та інших технологічних машин.

Цифрові приводи можуть бути класифіковані за структурою, за видом відпрацьовуємо кроку, за видом сигналу керування, за видом переміщення вихідної ланки і за видом джерела живлення.

Залежно від джерела живлення ЦП можуть бути електричні, гідравлічні, пневматичні та комбіновані.

Особливої уваги заслуговують пневматичні ЦП, які володіють рядом переваг в порівнянні з електричними та гідравлічними ЦП. Вони відрізняються високою швидкістю, можуть працювати в агресивних середовищах, в магнітних полях і в широкому діапазоні температур, нескладні в конструктивному виконанні, безпечні в обслуговуванні, мають низьку вартість і не забруднюють навколишнє середовище, мають високу економічну ефективність та надійність в роботі.

За структурою ЦП можна розділити на дві основні групи: розімкнені і замкнуті.

Аналіз структур показує, що доцільно в системах автоматичного керування використовувати розімкнені ЦП, так як вони не мають ланцюгів зворотного зв'язку, що значно підвищує надійність приводу, у них відсутні



проміжні пристрої для перетворення інформації, заданої в цифровому вигляді.

По виду відпрацьованого сигналу керування ЦП можна розділити на три групи: приводи, керовані спеціальним кодом, унітарним кодом і цифровим кодом. При цьому ЦП із унітарним кодом мають в якості виконавчого механізму двигун з рівним кроком, а в ЦП із цифровим кодом керування виконавчим механізмом є двигун з цифровим кроком.

Клас виконавчих механізмів, побудованих на базі крокових двигунів з рівним кроком, досить великий. Їх можна розділити на приводи з однотоковим і багатотоковим управлінням. При однотоковому управлінні кожному керуючому імпульсу відповідає переміщення вихідної ланки пристрою на крок.

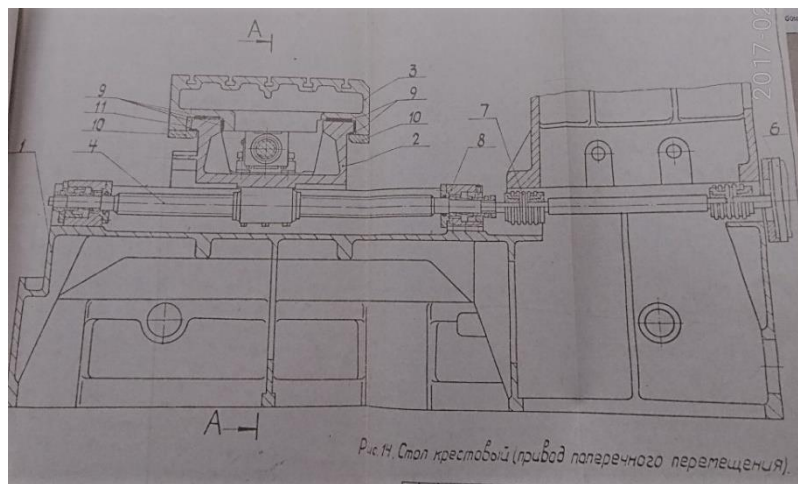


Рис. 1.1 Паспорт вертикально-розточувального верстату 2с150 [21]

Механізм подачі столу виконаний у вигляді передачі гвинт-гайка, де гайка жорстко з'єднана зі столом, а за рахунок обертів гвинта відбувається переміщення столу на задану величину по лімбу.

Недолік відомого механізму обумовлений складністю передачі гвинт-гайка, малою швидкістю переміщення та відсутністю автоматичної зміни величини переміщення на задану координату відносно робочого органу (свердла).

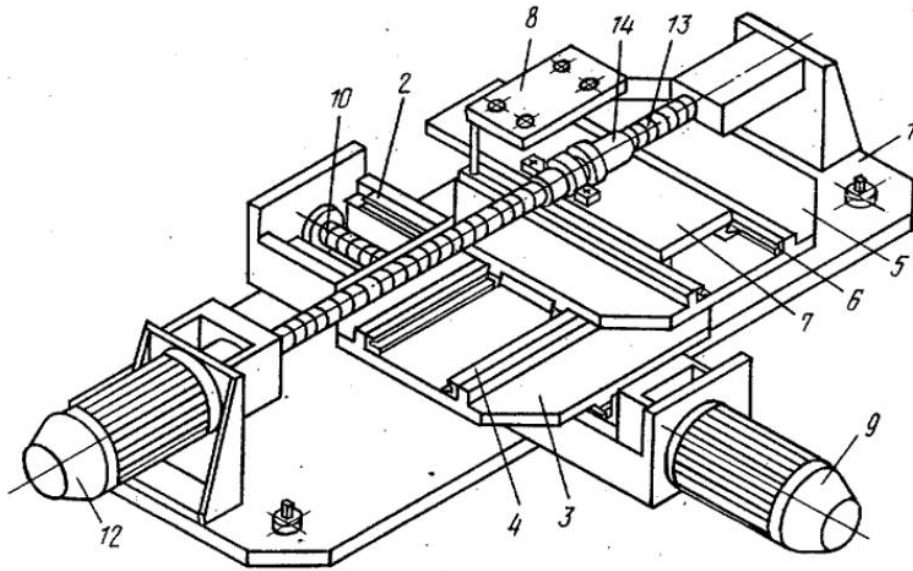


Рис.1.2 Патент СРСР №1364427. Двохкоординатний стіл. МПК В23q 1/14, опубл. 07.01.1988. бюл. №1 [20]

Механізм подачі столу виконаний у вигляді передачі гвинт-гайка, де гайка жорстко з'єднана зі столом, а за рахунок обертів гвинта відбувається переміщення столу на задану величину по програмі заданій оператором верстату.

Недоліком відомого механізму є конструктивна складність передачі гвинт-гайка, швидкість переміщення залежить від типу крокового двигуна та його можливостей, складність програмування величини переміщення, а також велика собівартість крокового двигуна та програмного забезпечення. Патентний аналіз по приводам подачі шпинделя (свердла) вертикально-свердильних верстатів

Багатопозиційні приводи з цифровим управлінням (цифрові приводи) призначені для перетворення сигналів управління, заданих в цифровій формі, в лінійне або кутове переміщення виконавчого органу.

В даний час цифрові приводи (ЦП) знаходять широке застосування в якості виконавчих органів автоматичних систем управління металорізальних верстатів, промислових роботів, маніпуляторів та інших технологічних машин.

Цифрові приводи можуть бути класифіковані за структурою, за видом відпрацьовуємо кроку, за видом сигналу керування, за видом переміщення вихідної ланки і за видом джерела живлення.

Залежно від джерела живлення ЦП можуть бути електричні, гідравлічні, пневматичні та комбіновані.

Особливої уваги заслуговують пневматичні ЦП, які володіють рядом переваг в порівнянні з електричними та гідравлічними ЦП. Вони відрізняються високою швидкістю, можуть працювати в агресивних середовищах, в магнітних полях і в широкому діапазоні температур, нескладні в конструктивному виконанні, безпечні в обслуговуванні, мають низьку вартість і не забруднюють навколишнє середовище, мають високу економічною ефективністю та надійністю в роботі.

За структурою ЦП можна розділити на дві основні групи: розімкнені і замкнуті.

Аналіз структур показує, що доцільно в системах автоматичного керування використовувати розімкнені ЦП, так як вони не мають ланцюгів зворотного зв'язку, що значно підвищує надійність приводу, у них відсутні проміжні пристрої для перетворення інформації, заданої в цифровому вигляді.

По виду відпрацьованого сигналу керування ЦП можна розділити на три групи: приводи, керовані спеціальним кодом, унітарним кодом і цифровим кодом. При цьому ЦП із унітарним кодом мають в якості

виконавчого механізму двигун з рівним кроком, а в ЦП із цифровим кодом керування виконачим механізмом є двигун з цифровим кроком.

Клас виконавчих механізмів, побудованих на базі крокових двигунів з рівним кроком, досить великий. Їх можна розділити на приводи з одноктактовим і багатотактовим управлінням. При одноктактному управлінні кожному керуючому імпульсу відповідає переміщення вихідної ланки пристрою на крок.

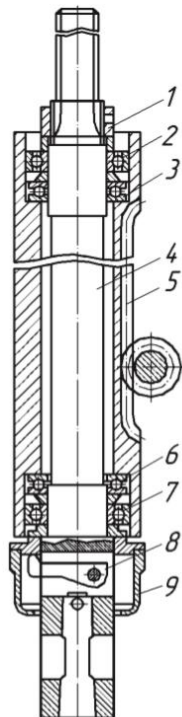


Рис 1.3 Привод подачі шпиндельного вузла шестерня-рейка. [9]

Механізм подачі шпинделя, виконаний у вигляді коробки подач, вихідний вал якої з'єднаний з шестернею, яка зчіплюється з зубчастою рейкою, що закріплена на гільзі шпинделя.

Недолік відомого механізму обумовлений складністю коробки подач і передачею шестерня рейка. Крім того у такого пристрою відсутня можливість автоматичної зміни величини переміщення шпинделя (інструмента).

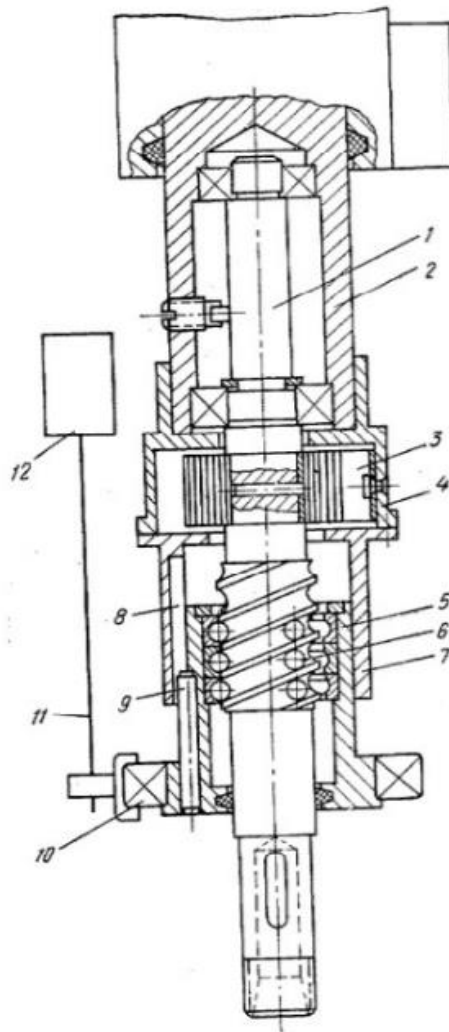


Рис.1. 4 Шпиндель свердлильного верстата. [10]

Передача обертів від ведучої ланки 2 до шпинделя здійснюється через попередньо налаштовану пружину 3. При холостому ході два шпинделя обертаються з однаковою кутовою швидкістю. Втулка 5 при цьому знаходиться в початковому положенні. При перевищенні крутного моменту на інструменті величини, заданої попереднім натягом пружини, заданої попереднім натягом пружини 3, ведуча ланка 2 починає обертатись відносно шпинделя 1. При цьому жорстко зв'язана з ведучою ланкою обойма 7 діє на шпонку 9 яка знаходиться в пазі 8. Втулка 5, повертаючись довкола шпинделя 1, переміщується в осьовому напрямку і передає осьове переміщення через підшипник 10 штоку 11. Останній передає сигнал системі

12 автоматичного регулювання і захисту, яка зменшує величину подачі ріжучого інструмента, і крутний момент на інструменті також зменшується. Величина осьового переміщення шпинделя встановлюється зовнішнім упором, що обмежує автоматизацію такого приводу. Крім того залежність осьової подачі від швидкості обертання шпинделя звужує технологічні можливості верстата. Також недоліком такої конструкції є конструктивна складність, мала швидкість переміщення осьової подачі і відсутність автоматичної зміни величини переміщення шпинделя.

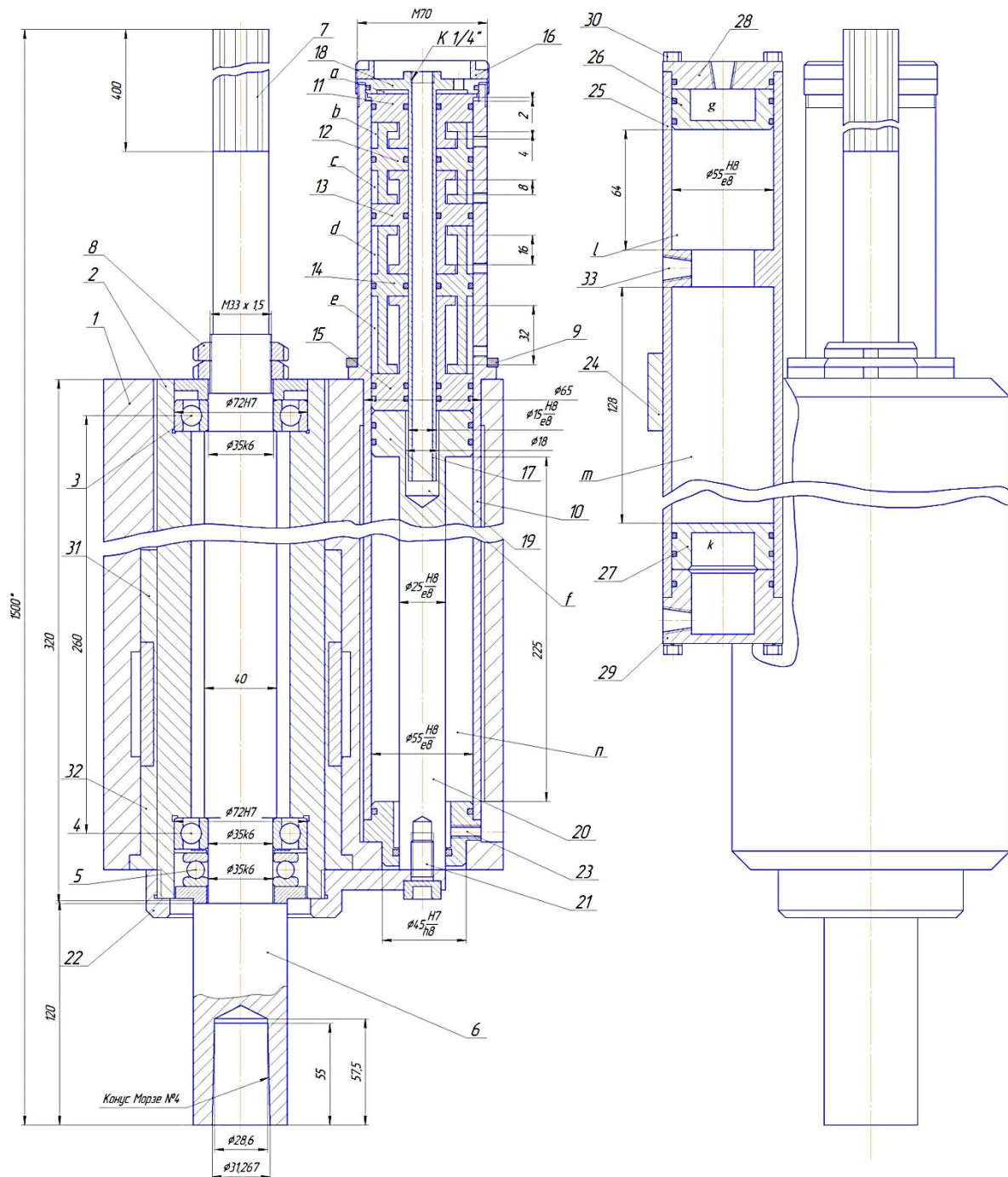


Рис.1. 5 Привод подачі шпинделя свердлильного верстата.[11]

Принцип дії приводу подачі шпинделя полягає в наступному. У вихідному положенні пневматичний тиск живлення підводиться до камери п. Під дією цього тиску розрядні поршні 11-15 і поршень 19 з вихідним штоком 20 займають вихідне положення. При цьому шпиндель 6 також займає верхнє ( за кресленням) вихідне положення. Камери a,b,c,d,e,g і к сполучені з атмосферою, а камери l і m заповнені рідиною (мастилом). При подачі тиску

живлення, наприклад в камеру 12 циліндра 10, що відповідає кодовій комбінації керуючих сигналів 0000001, поршень молодшого розряду 11 переміщується вниз на 2 мм внаслідок чого вихідний шток 20 і шпindel 6 також переміщуються вниз на 2 мм.

При подачі тиску живлення в камеру 8 циліндра 10, що відповідає кодовій комбінації 0000010 поршень 12 переміщується вниз на 4 мм. При цьому вихідний шток 10 з шпинделем 6 також переміщуються вниз на 4 мм. При одночасній подачі тиску живлення в розрядні камери а і b, що відповідає кодовій комбінації 0000011 вихідний шток 10 зі шпинделем 6 переміщуються вниз на величину 6 мм. При з'єднанні камер а і b з атмосферою під дією тиску в камері n вихідний шток 10 з шпинделем 6 переміщуються в верх у вихідне положення. При одночасній подачі тиску, наприклад в камеру а циліндра 10 і в камеру g циліндра 25, що відповідає кодовій комбінації 0100001 рідина із камери l через канал 33 і осьовий канал 34 штока 17 витісняється у камеру f циліндра 10. При цьому поршень 19 переміщується вниз на величину 66 мм. Внаслідок чого і вихідний шток 20 з шпинделем 6 також переміщуються вниз на 66 мм. При сполученні камер а і g з атмосферою під дією тиску живлення в камері n поршні 11 і 26 переміщуються у крайні верхні положення при цьому шпindel 6 також переміщується у верхнє крайнє положення.

Комбінації керуючих сигналів, наприклад 0110011 (тиск живлення одночасно підводиться до камер а,b,e і g) відповідає переміщенню шпинделя 6 на величину 102 мм. Комбінації керуючих сигналів 1011111 (тиск живлення подається у камери а,b,c,d,e і k ) відповідає переміщенню шпинделя на величину 190 (мм). Комбінації керуючих сигналів 1111111 відповідає переміщенню шпинделя 6 на величину 254 (мм) і т. д. Таким чином кожній комбінації керуючих сигналів відповідає переміщення шпинделя 6 на задану величину .



Недоліком приводу є те, що має значний осьовий габаритний розмір, велику дискретність переміщення і значні втрати зусилля на тертя, що зменшує ККД

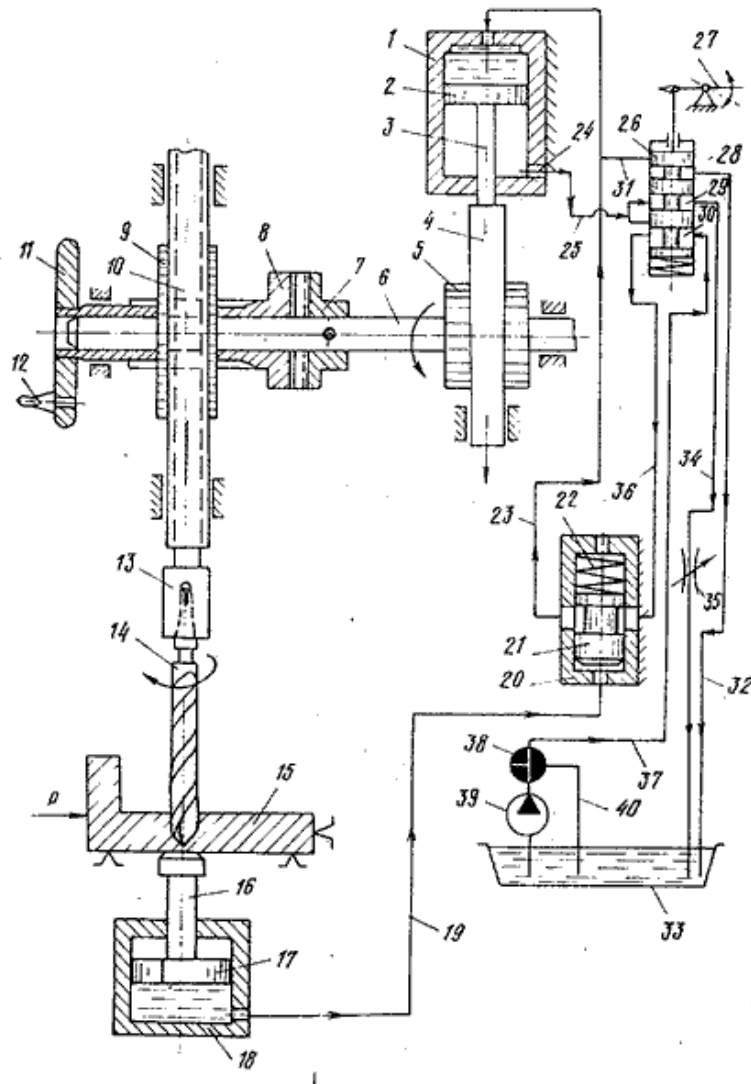


Рис.1. 6 Привід подач свердлильного верстата.[12]

Робота приводу здійснюється наступним чином. В початковий момент поршень 2 силового циліндра 1 і золотник 26 знаходяться у верхньому крайньому положенні, кран 38 знаходиться в положенні, при якому масо від насоса 39 в трубопровід 37 не поступає, а зливається трубопроводом 40 назад

в бак 33. В даному випадку шток 16 піджаний до нижнього торця оброблюваної деталі 15, нерухомо встановленої на столі свердлильного верстата. Перед включенням гідроприводу робочої подачі свердла 14 маховик 11 висуває на себе і розмикає кінематичний зв'язок між кулачками і полу муфт 7 і 8. Після цього обертання маховика 11 і шестерні 9 вільно переміщують піноль 10 вниз до контакту вершини свердла з верхнім торцем деталі 15. Після цього маховик 11 переміщують в осьовому напрямку і вводять кулачки напівмуфт 8 і 7 в зчеплення. Потім золотник 26 встановлюють в робоче положення і кран 38 приводять в положення, при якому насос 39 з'єднується з трубопроводом 37, а масло в зливну трубу 40 не поступає. С цього моменту масло насоса 39 через кран 38 поступає в трубопровід 37 і через проточку 30 і трубопровід 36 в корпус 20 з із золотником 21. Потім масло потрапляє трубопроводом 23 у верхню порожнину силового циліндра 1. Це приводить до переміщення поршня 2 разом із штоком 3 і рейкою 4 вниз. Прямолінійне переміщення рейки 4 приводить до обертів шестерню 5 і вал 6. З вала 6 крутний момент передається на кулачкову напівмуфту 8, далі оберти за допомогою шліцевого з'єднання передається на шестерню 9. Обертання шестерні 9 приводить до робочого осьового переміщення пінолі 10, разом з якою переміщується шпиндель 13 з свердлом 14.

Недоліком такого приводу є те, що в автоматичному режимі ми не можемо задавати величину переміщення шпинделя. Недоліком є також складність конструкції, що обумовлюється двома передачами шестерня-рейка і насосної установки з гідравлічними розподільниками. Виконання двох передач шестерня-рейка обумовлює появу люфтів у цих передачах, що негативно сказується на стабільності подачі шпинделя.

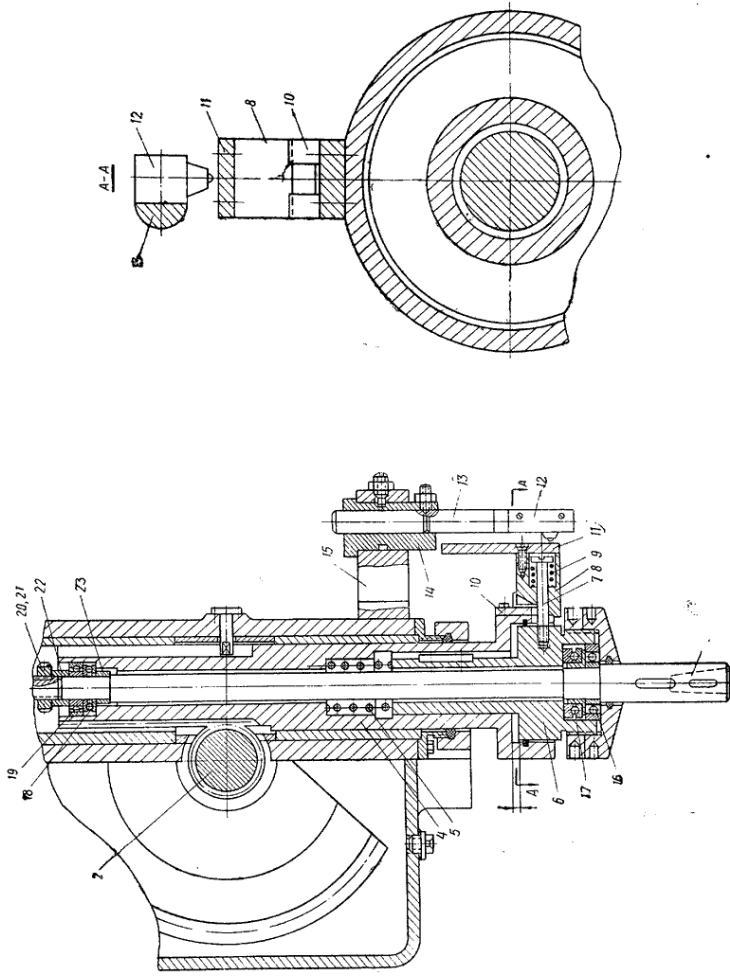


Рис.1.7 Механізм подачі шпинделя свердлильного верстата.[13]

Механізм працює наступним чином. Цикл роботи механізму починається з швидкого підводу шпинделя 3 до стикання з інструмента з оброблюваною деталлю, після чого поступальні рухи шпинделя і нижньої напівгільзи припиняються. Рейкова напівгільза, стискає пружину 5, продовжує рух, і клин 10 віджимає втулку 8 в радіальному напрямку. Планка 11 натискає на перемикач 12 і відбувається перемикання електродвигуна на число обертів, відповідаючи робочій передачі. При закінченні обробки пружина 5 переміщує напівгільзу 6 по ходу обробки, і планка 11 під дією пружини 9 відходить від перемикача 12. Відбувається перемикання електродвигуна на режим швидкого відвода шпинделя 3 в початкове положення.

Недоліком пристрою є те, що в процесі роботи неможливо в автоматичному режимі змінювати величину осьової подачі шпинделя. Недоліком є те, що привод переміщення шпинделя виконаний у вигляді кінематичного ланцюга двигун – черв'ячна передача - передача шестерня рейка. Такий кінематичний ланцюг передачі руху від електричного двигуна до шпинделя не жорсткий, в зубчатих зачепленнях можливий люфт. Все це впливає на стабільність осьової подачі шпинделя.

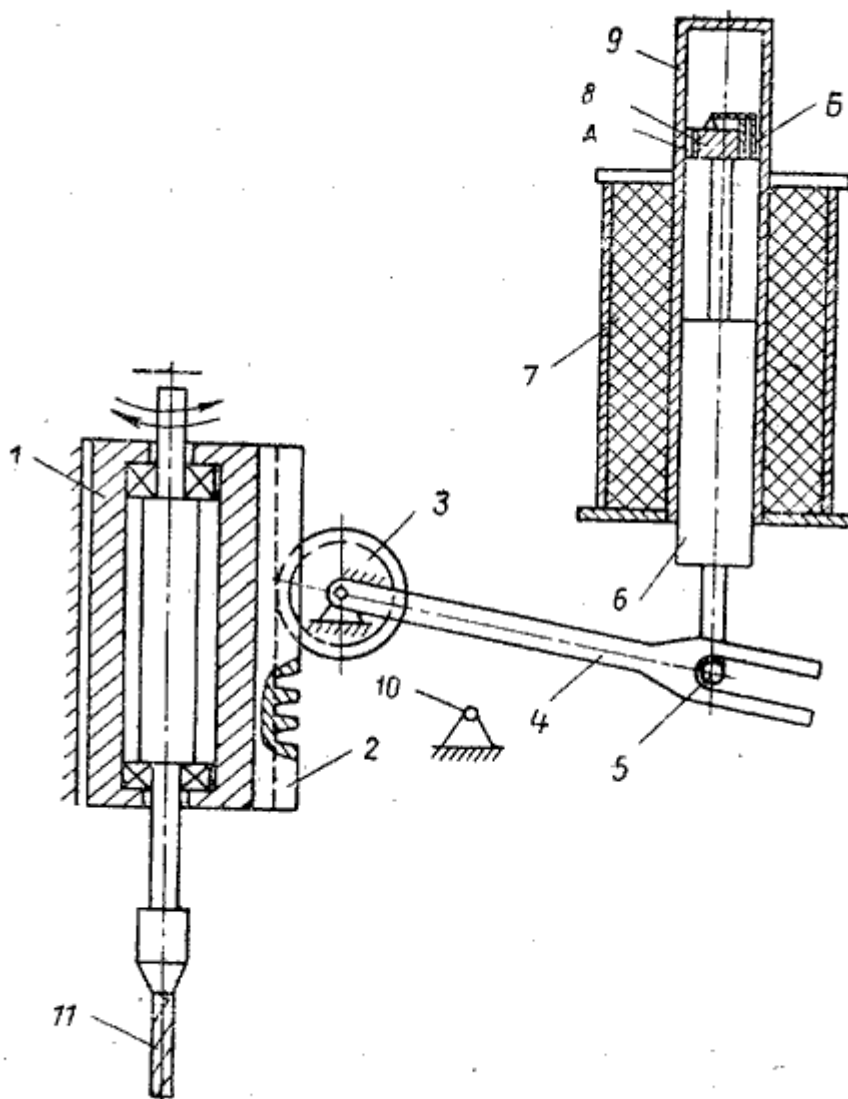


Рис.1.8 Привод подачі шпинделя свердлильного верстата. [14]

Привод працює наступним чином:

В початковому положенні рухомий якір електромагнітної котушки опущений вниз під дією сили його ваги до упору 10 тобто інструмент 11 відведений від деталі. При підключенні напруги до електромагнітної котушки якір 6 витягується, відбувається плавний підвід інструменту до деталі. Плавність забезпечується за рахунок того, що поршень 8 зжимає у верхній порожнині циліндра 9 повітря, стравлює його через отвір А при русі якоря вверх отвір Б закритий клапаном. Під час свердління швидкість переміщення якоря уверх незначне демпфірування за рахунок повітря відсутнє. Після закінчення обробки напруга на соленоїді відключається і якір під своєю вагою падає, тим самим швидко відводить інструмент із зони різання. Демпфірування при цьому не відбувається, тому що при русі поршня вниз клапан отвору Б вільно відкриває отвір більшого діаметру і дві порожнини вільно з'єднуються .

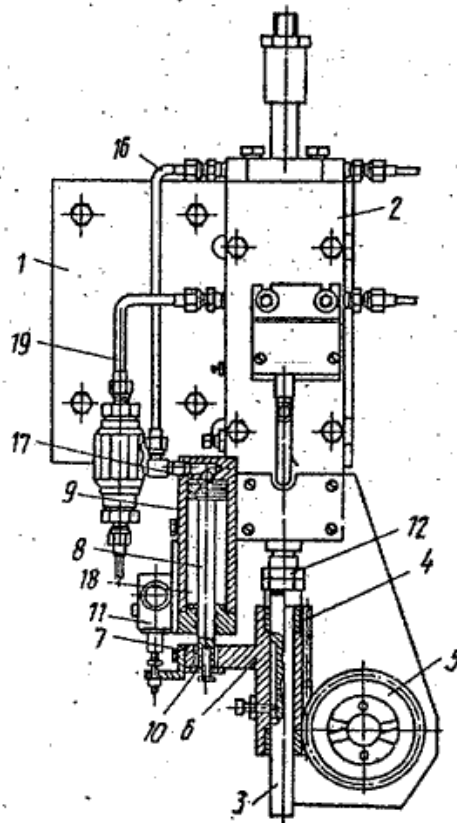


Рис.1.9 Привод подачі шпindelної головки свердлильного верстата.[15]

В роботі пристрою при подачі робочої рідини від насосної станції 30 в поршневі порожнини 15 і 17 гідроциліндрів 2 і 9 відбувається прискорене підведення інструменту до деталі і через те, що гідроциліндр 9 має менший поперечний переріз, то він до крайнього своїм становищем висуває швидше ніж буде підведений інструмент гідроциліндром 2 і надалі аж до прискореного відводу інструменту від деталі не буде впливати на роботу гідроциліндра 2. Далі відбувається нарізування різьблення в отворі деталі шляхом самовивінчуванням мітчика і подальшого переміщення в аксіальному напрямку зубчастої рейки 4 по нерухомому штоці 3. При закінченні нарізування різьби дається команда від кінцевого вимикача на зміну напрямку обертання шпинделя і вигвинчування мітчика з деталі, при закінченні якого подається команда на електромагніт 27, який перемикає золотник 26 і за допомогою чого робоча рідина від насосної станції 30 подаватиметься вже в штокові порожнини 15, 20 і 18 гідроциліндрів 2 і 9. При самому прискореному відводі інструменту від деталі необхідно заморозити рух штока 3 в протилежному напрямку. З цією метою в трубопроводі 19 сповіщаємо 20 штокові порожнини 18 і 20 гідроциліндрів 2 і 9 встановлений регульований дросель 21, що зменшує витрату рідини, що надходить в гідроциліндр 9. Далі при зупинці штока 3 гідроциліндр 9 рухатиме зубчасту рейку 4 за допомогою упорної шайби 10, а разом з нею і пінолі верстата з інструментом до установки в початкове положення і упору в регулювальну гайку 12.

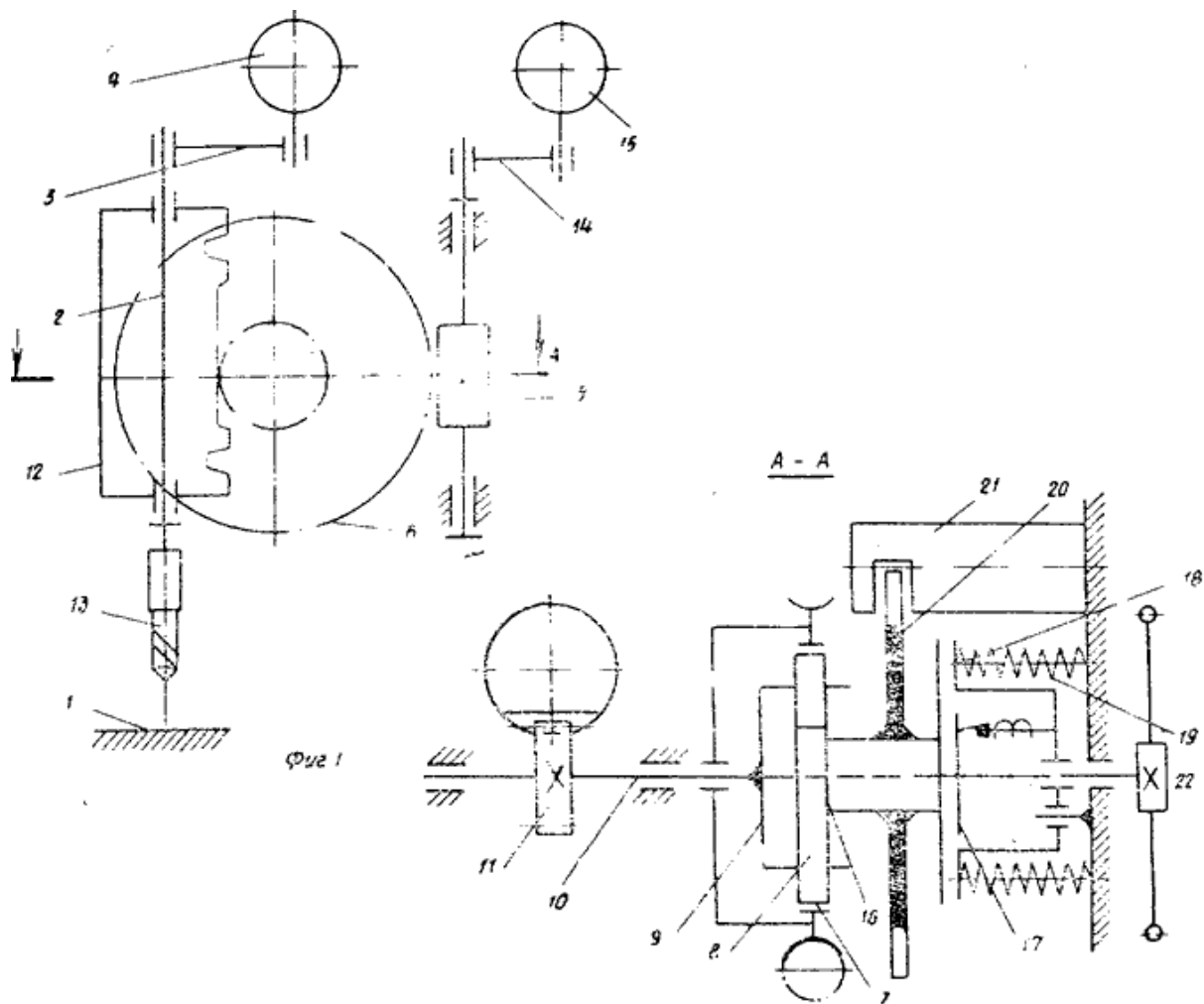


Рис.1.10 Привод подачі шпинделя верстата.[16]

Привод подачі шпинделя свердлильного верстата, в кінематичному ланцюзі якого розміщені рухомі відносно один одного елементи і датчик контролю дотику інструменту до оброблюваної деталі. З ціллю зменшення зусилля інструмента при дотику ним до деталі, привод оснащений гальмом, а рухомі елементи виконані у вигляді диференціала з планетарною передачею з циліндричними зубчастими колесами, водило якої зв'язано зі шпинделем, сонячне колесо - з двигуном ланцюга подач, а центральне колесо з'єднане через муфту з водило, взаємодіє з гальмом і жорстко зв'язано з датчиком контролю, встановленим на одній осі з центральним колесом, диском.

Недоліком даного механізму є складність конструкції планетарної передачі, низька швидкість переміщення шпинделя, відсутня автоматична зміна величини на задану координату.

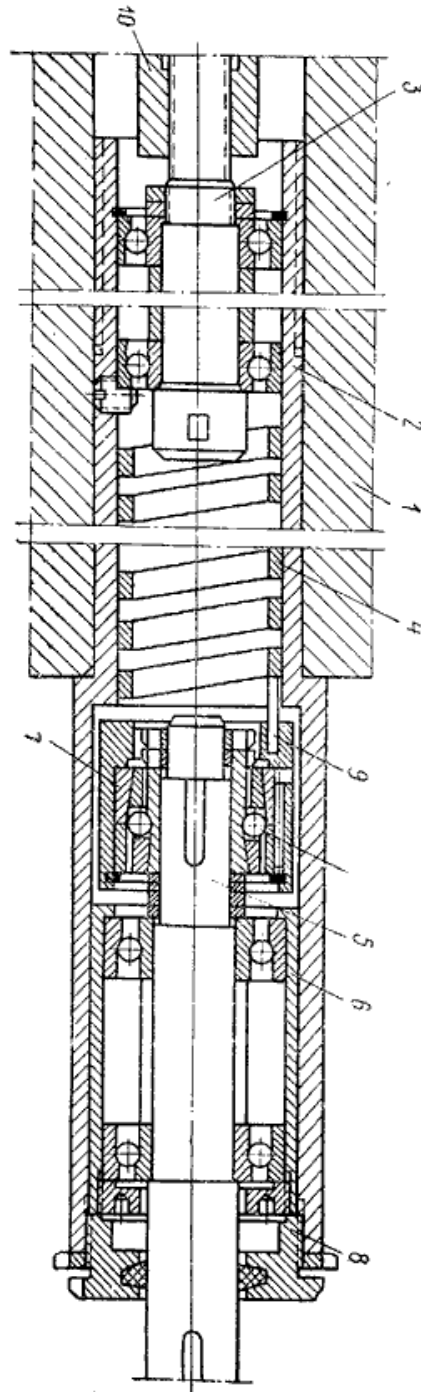




Рис. 1.11 Механізм нерівномірної подачі шпинделя свердлильного верстата.[17]

З ціллю підвищення надійності роботи і спрощення конструкції в запропонованому механізмі нерівномірної подачі шпинделя пружина, зв'язуючи приводний вал з шпинделем, розміщена всередині пінолі і контактує з нею, а з ціллю більшого контакту з внутрішньої поверхні пінолі, зовнішня поверхня пружини виконана циліндричною.

Механізм нерівномірної подачі шпинделя свердлильного верстат запобігає інструмент від поломки, він забезпечений муфтою односторонньої дії, встановленої на кінці шпинделя і з'єднаний з пружиною.

Недоліком даного механізму є те, що конструктивна складність з'єднання приводного вала зі шпинделем через пружину, не велика надійність механізму на велику кількість оброблених деталей, відсутня автоматична зміна величини переміщення.

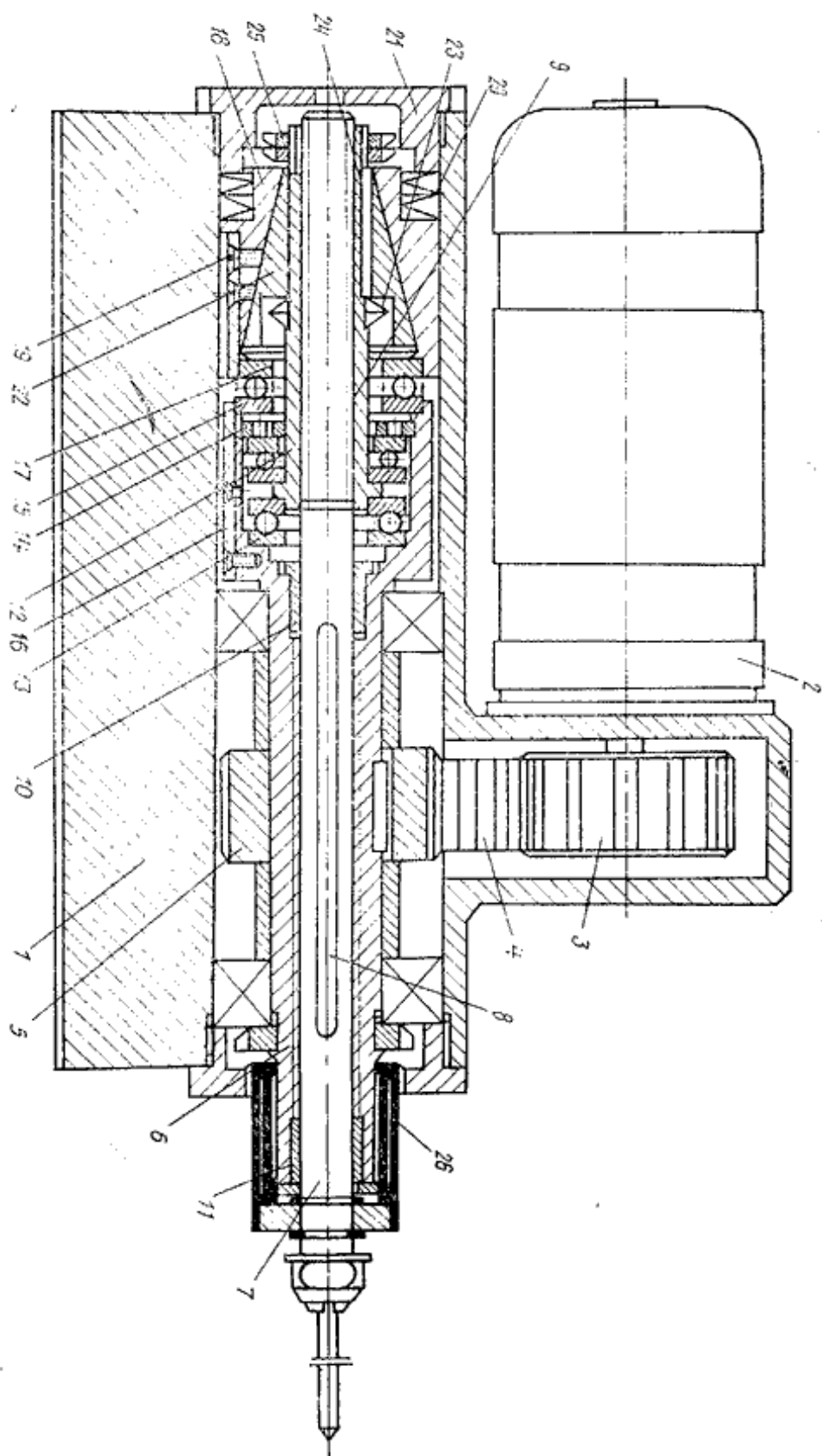


Рис. 1.12 Пристрій для дискретної подачі шпинделя свердильного верстата.[18]

Запропонований механізм для дискретної подачі шпинделя верстата, що має гвинтовий механізм, виконаний у вигляді пари піноль-корпус, піноль якого управляється вібратором і зв'язана з фрикційною муфтою, яка складається з двох напівмуфт, одна з яких зв'язана з вібратором, а друга підпружинена в осьовому напрямку і відрізняється від інших тим, що на шпинделі виконана різьбова ділянка, на якій встановлена рухома в осьовому напрямку гайка, несуча напівмуфту, зв'язану з вібратором.

Недоліком даного механізму є те, що такі пристрої не забезпечують достатньої точності обробленого отвору, а також не забезпечують певного зміщення фаз, який необхідний для подрібнення стружки на елементи тобто не забезпечується стійкий процес подрібнення стружки. Також основним недоліком в нашому дослідженні є те, що відсутня автоматична зміна величини переміщення на задану координату.

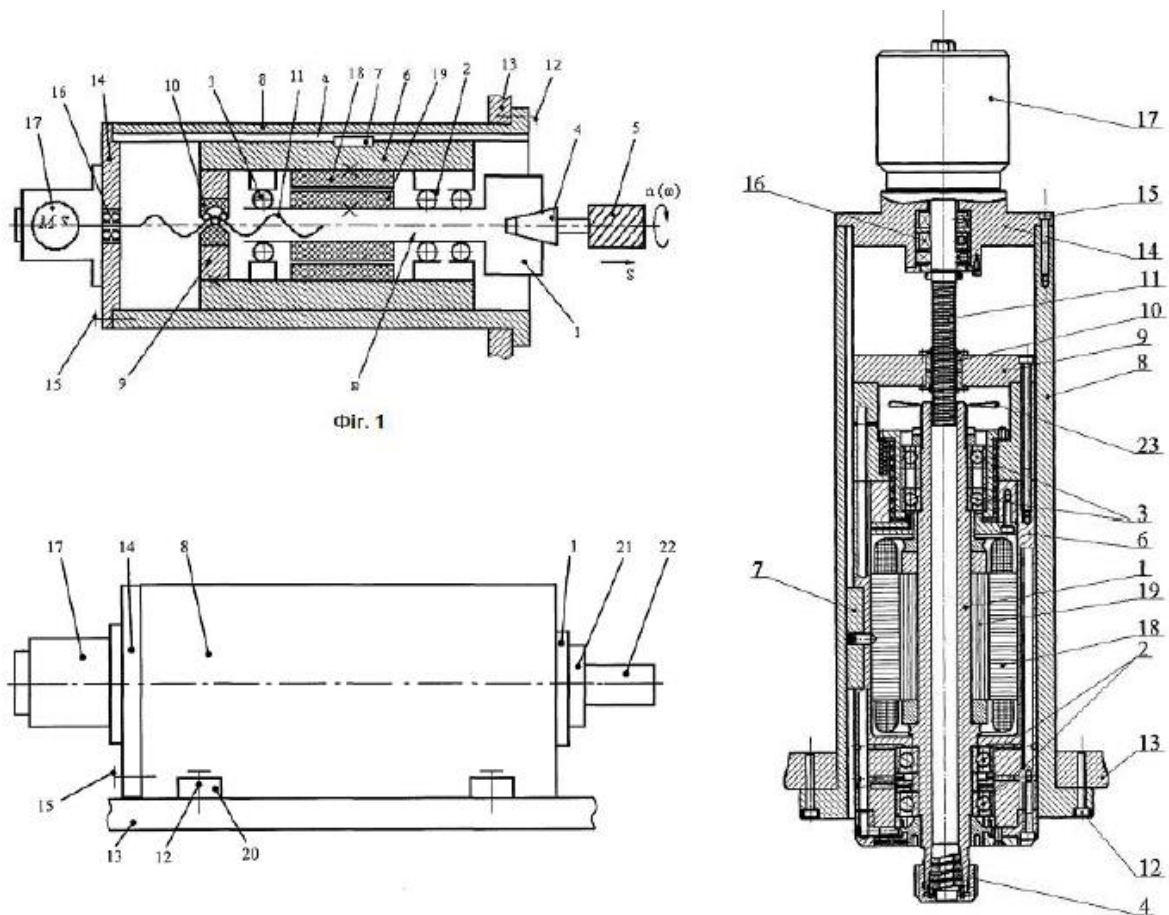


Рис. 1.13 Шпиндельний вузол верстата [19]

Шпиндельний вузол верстата, що містить привод головного руху шпинделя, з'єднаний з електроприводом подачі піноль, гвинтову подачу, гвинт якої розташований всередині шпинделя, а гайка з'єднана з пінолем, згідно з корисною моделлю, привод головного руху шпинделя розташований всередині пінолю з можливістю передачі крутного моменту за допомогою електромагнітного поля, а електропривод подачі виконаний співвісно з гвинтовою передачею.

За рахунок розташування електромеханічного приводу всередині пінолю виключаються зайві зубчасті та інші механічні передачі, що дозволяє суттєво підвищити частоти обертання шпинделя і швидкості різання. Співвісне виконання електроприводу позбавляє від перекосів пінолю і дозволяє підвищити сили і подачі різання. Відсутність зайвих зубчастих передач зменшує також витрати на виготовлення і приводить до економії матеріалі.

Таким чином досягається технічний результат - підвищення продуктивності обробки при зменшенні виробничих і матеріальних витрат.

Шпиндельний вузол працює наступним чином.

При подачі напруги на обмотку статора 18, виникає магнітне поле, яке взаємодіє із двошаровою активною поверхнею ротора 19 і таким чином змушує шпиндель 1 обертатися із необхідною частотою обертання  $n$ . Для забезпечення подачі шпинделя, подається напруга на електродвигун 17, оберти якого за допомогою системи ЧПК перетворюються через гвинтову пару 10, 11 в поступальний рух пінолю 6, забезпечуючи потрібну подачу  $S$ .

Недоліком даного механізму є мала швидкість спрацювання даного механізму з причини механічного перетворення обертання гвинта на осьове переміщення шпиндельного вузла.

## Розділ 2. Привод поперечного переміщення стола

### 2.1 Принципова схема приводу поперечного стола

На Рис. 2.1 показана принципова схема приводу поперечного переміщення стола вертикально-свердлильного верстата.

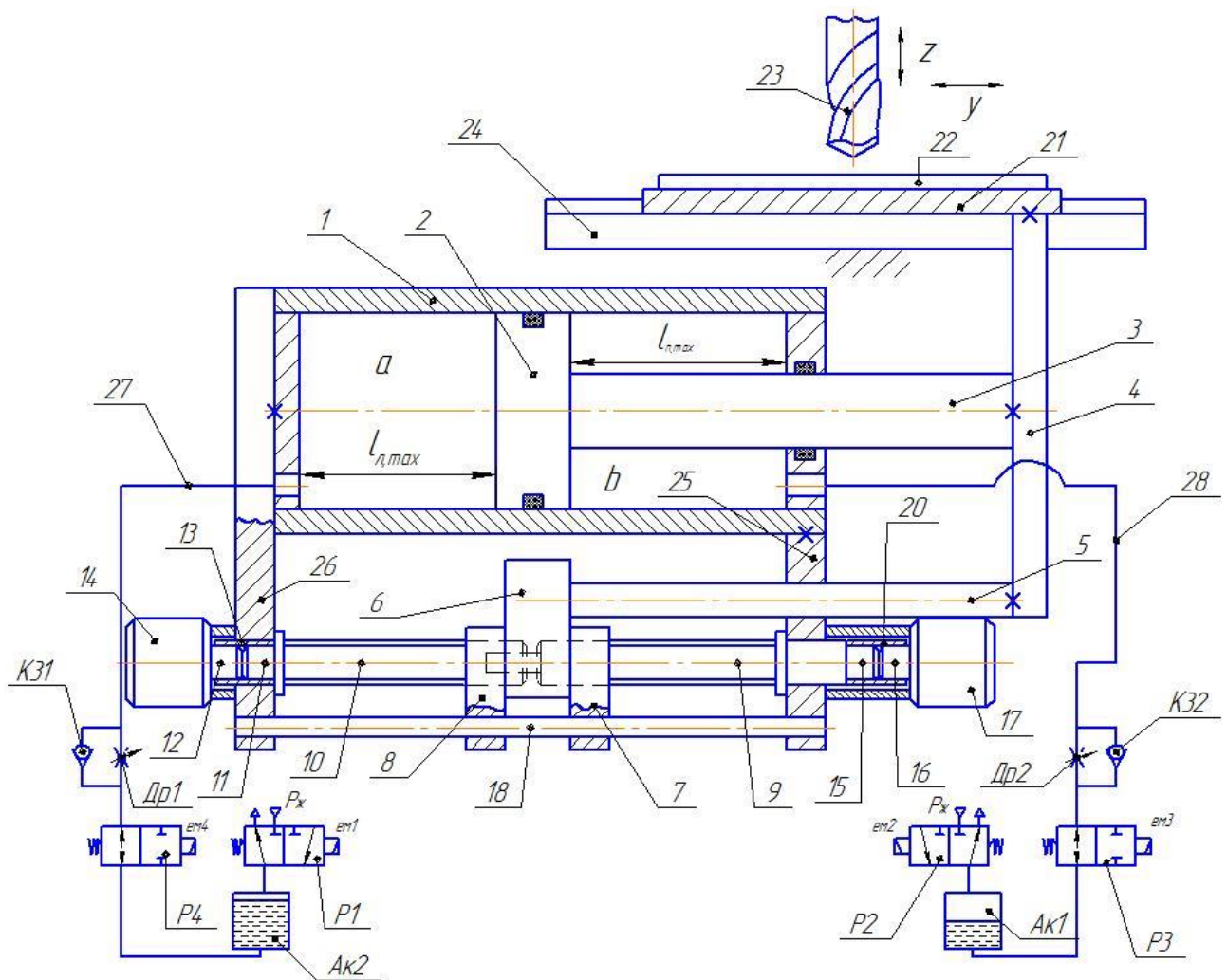


Рис.2.1 Принципова схема приводу поперечного стола

Принципова схема приводу поперечного переміщення стола містить виконавчий циліндр 1, в якому з утворенням робочих камер  $a$  і  $b$  розміщений поршень 2 з вихідним штоком 3. Шток 3 фланцем 4 прикріплений до стола

21, на якому кріпиться деталь 22, в якій свердлом 23 свердляться по заданим координатам отвори. Стіл рухається по координаті у (поперечно) по напрямним 24. До фланця 4 прикріплений шток 5, на якому закріплений упор 6. Упор 6 розміщений між гайками 7 і 8, які нагвинчені відповідно на гвинти 9 і 10. Гвинти 9 і 10 відповідно своїми циліндричними хвостовиками 15 і 11 муфтами 20 і 13 з'єднані з вихідними валами 16 і 12 електричних крокових двигунів 17 і 14. Гайки 7 і 8 від повороту на гвинтах 9 і 10 утримуються штоком 18, який закріплений на кронштейнах 26 і 25. До робочої камери а циліндра 1 тиск живлення від пневмогідравлічного акумулятора через розподільник Р4, дросель, зі зворотним клапаном К31 і канал 27. До камери б тиск живлення підводиться від акумулятора, розподільник Р3, дросель зі зворотним клапаном К32 і канал 28. Тиск живлення до акумулятора і підводиться відповідно від розподільників Р1 і Р2.

Принцип дії приводу поперечного переміщення стола вертикально - свердлильного верстата полягає в наступному. У вихідному положенні електромагніти ем1, ем2, ем3 і ем4 розподільників Р1, Р2, Р3 і Р4 знеструмлені, при цьому пневматичні камери акумуляторів і сполучені з атмосферою. Внаслідок цього в камерах а і б циліндра 1 теж буде атмосферний тиск рідини. Упор 6 знаходиться між гайками 7 і 8 обмотки крокових електричних двигунів (ЕКД) 14 і 17 знеструмлені. Розглянемо процес переміщення стола 21 як ліворуч, так і праворуч (за кресленням). Для переміщення праворуч спочатку подається напруга на електромагніти ем3 і ем4 розподільників Р3 і Р4, які перемикаються, при цьому гідравлічні камери а і б циліндра 1 запираються, що унеможливорює рух штока 3 зі столом 21. Після запирання камер а і б циліндра 1 подаються керуючі імпульси струму (напруги) на обмотки ЕКД 17 при цьому його вихідний вал 16 обертається і обертає гвинт 9. Внаслідок обертання гвинта 9 гайка 7 переміщується вздовж гвинта 9 праворуч. Величина переміщення гайки 7 праворуч визначається по залежності

$$H_0 L \frac{\hat{1}_4}{uxr^1} \otimes \mathbb{E} \otimes \mathbb{P}_{\mathbb{A}}^{\acute{a}}$$

де  $\mathbb{E}$  - дискретність ЕКД 17 (мінімальний кут повороту вихідного вала 16 при опрацюванні одного керуючого імпульса);  $\mathbb{P}_{\mathbb{A}}^{\acute{a}}$  - число опрацьованих кроковим двигуном 17 керуючих імпульсів напруги;  $\mathbb{E}$  - крок гвинта 9.

Так, наприклад, при опрацюванні ЕКД 17 4000 імпульсів, гайка 7 переміщується праворуч на величину

$$H_0 L \frac{\hat{1}_4}{uxr^1} \otimes \mathbb{E} \otimes \mathbb{P}_{\mathbb{A}}^{\acute{a}} L \frac{s \acute{x}^1}{uxr^1} \otimes \mathbb{V} \mathbb{L} \mathbb{Z} \mathbb{r} : \mathbb{I} ; \acute{a}$$

де  $\mathbb{E} =$  ;  $\mathbb{E} = 4\text{мм}$ .

Після переміщення гайки 7 на задану величину знеструмлюються електромагніти ем3 і ем4 розподільників Р3 і Р4 і подається напруга на електромагніт ем1 розподільника Р1, який перемикається ліворуч і тиск живлення поступає в пневматичну камеру акумулятора . При цьому рідина під тиском із акумулятора через розподільник Р4 і зворотний клапан К31 поступає в камеру а циліндра 1. Під дією тиску в камері а поршень 2 зі штоком 3 і столом 21 рухаються праворуч до моменту упора в гайку 7 упора 6. При русі поршня 2 циліндра 1 праворуч рідина із камери б витісняється в гідравлічну камеру акумулятора . через дросель , яким регулюється швидкість руху стола 21 праворуч. Після зупинки стола 21 подається напруга на електромагніти ем3 і ем4 розподільників Р3 і Р4, які перемикаються і запирають гідравлічні камери а і б циліндра 1. Після запертя камер циліндра 1 подається команда на свердління отвору в деталі 22. В цей же час подаються керуючі імпульси на ЕКД 17 при цьому обертається гвинт 9 і гайка 7 переміщується в осьовому напрямку в нову задану позицію відповідно опрацьованої кількості керуючих імпульсів ЕКД 17. Після



закінчення свердління і відводу свердла від деталі знеструмлюються електромагніти ем3 і ем4 і подається напруга на ем1 розподільника Р1, який перемикається і тиск живлення поступає в камеру а циліндра 1. При цьому поршень 2 з штоком 3 і столом 21 переміщуються праворуч в задану позицію до постановки упора в гайку 7. Після зупинки стола 21 подається напруга на електромагніти ем3 і ем4 розподільників Р3 і Р4 і знеструмлюється Р1. Розподільники Р3, Р4 і Р1 перемикаються при цьому запираються камери а і б циліндра 1 і може виконуватися свердління отвору в новій позиції. Аналогічно переміщується стіл 21 з деталлю 22 праворуч і в інші позиції. Максимальна величина переміщення стола праворуч визначається переміщенням поршня 2 циліндра 1. Число необхідних керуючих імпульсів, які треба подати на ЕКД 17 при максимальному переміщенні стола визначається по залежності

$$J_{\text{і}} = L \frac{uxr^1}{\hat{1}_4} \cdot \frac{H_{\text{а}}}{P_{\text{АЕ}}}$$

Число позицій визначається по залежності

$$O_{\text{а}} = L \frac{uxr^1}{\hat{1}_4} \cdot \frac{H_{\text{а}}}{P_{\text{АЕ}}}$$

Мінімальна величина переміщення стола 21 визначається по формулі

$$\text{і } H_{\text{а}} = L \frac{\hat{1}_4}{uxr^1} \cdot \frac{P_{\text{АЕ}}}{P_{\text{АЕ}}}$$

де 1-один опрацьований керуючий імпульс ЕКД 17.

Переміщення поршня 2 зі штоком 3 і столом 21 ліворуч виконується аналогічно. При цьому керуючі імпульси подаються на ЕКД 14. Так, наприклад, для переміщення стола 21 ліворуч на величину необхідно

спочатку подати напругу на електромагніти ем3 і ем4, при цьому розподільники Р3 і Р4 перемикаються і запирають камери а і b циліндра 1. Після цього подаються керуючі імпульси на ЕКД 14. При цьому його вихідний вал 12 обертається і обертає гвинт 10. Внаслідок обертання гвинта 10 гайка 8 зміщується ліворуч вздовж осі гвинта 10. Величина переміщення гайки 8 ліворуч визначається по формулі

$$H L \frac{\hat{1}_4}{uxr^1} \textcircled{R} \hat{t} \hat{a} \textcircled{P}_{\text{Æ}}$$

де - число імпульсів, що подаються на обмотки ЕКД 14.

Після переміщення гайки 8 на задану величину знеструмлюються електромагніти ем3 і ем4 розподільників Р3 і Р4 і подається напруга на електромагніт ем2 розподільника Р2. Розподільники Р2, Р3 і Р4 перемикаються при цьому тиск живлення поступає в пневматичну камеру акумулятора і рідина з його гідравлічної камери через розподільник Р3 і зворотний клапан К32 поступає в камеру b циліндра 1. Під дією тиску в камері b поршень 2 зі штоком 3 і столом 21 рухаються ліворуч до упора 6 в гайку 8. При русі ліворуч поршня 2 рідина із камери а поступає в гідравлічну камеру акумулятора через дросель, яким регулюється швидкість руху стола 21 ліворуч. Після зупинки стола подається напруга на ем3 і ем4 розподільників Р3 і Р4 і знеструмлюється електромагніт ем2 розподільника Р2. Розподільники Р3, Р4 і Р2 перемикаються при цьому камери а і b циліндра запираються і може проводитись обробка отвору в даній позиції. Під час обробки отвору подається команда на переміщення гайки 8 в наступну позицію. При цьому величина переміщення гайки 8 ліворуч визначається по залежності

$$H L \frac{\hat{1}_4}{uxr^1} \textcircled{R} \hat{t} \hat{a} \textcircled{P}_{\text{Æ}}$$

Максимальна величина переміщення стола 21 ліворуч визначається по формулі

$$H_{\text{л}} = L \frac{\hat{1}_4}{uxr^1} \oplus J_{\text{л}} \oplus P_{\text{л}}$$

де  $J_{\text{л}}$  - максимальне число імпульсів, що подаються на ЕКД 14.

Сумарна максимальна величина стола 21 визначається по залежності

$$H_L = H_{\text{л}} \oplus E H_{\text{л}} = L \frac{\hat{1}_4}{uxr^1} \oplus P_{\text{л}} J_{\text{л}} \oplus E J_{\text{л}} \oplus o_a$$

де  $i$  - відповідно максимальні числа опрацьованих керуючих імпульсів, що подаються на ЕКД 17 і ЕКД 14.

Розглянемо роботу приводу коли, наприклад, стіл 21 перемістився праворуч на величину 60 мм. А тепер треба від цього положення необхідно стіл перемістити ліворуч (назад) на величину 20 мм. Для цього необхідно знеструмити всі електромагніти ем1, ем2, ем3 і ем4 розподільників Р1, Р2, Р3 і Р4 і в реверсному режимі подати на ЕКД 17 число імпульсів

$$J_{\text{л}} = L \frac{uxr^1}{\hat{1}_4} \oplus \frac{H}{P_6} L \frac{uxr^1}{s \hat{z}^1} \oplus \frac{tr}{v} L srrr : \text{л} ;$$

Тобто при опрацюванні 1000 імпульсів ЕКД 17 гайка 7 переміститься ліворуч здовж гвинта 9 на 20 мм і переміститься стіл 21 теж на 20 мм. Після переміщення стола на 20 мм необхідно подати напругу спочатку на ем1 розподільника Р1, а потім на електромагніти ем3 і ем4. При цьому розподільники Р3 і Р4 перемикаються і запирають камери а і b циліндра 1. Після запертя камер знеструмлюється електромагніт ем1 розподільника Р1 і може подаватися команда на обробку отвору. Аналогічно переміщується стіл

21 і від гайки 8 праворуч.

## Висновки

Запропонований привод поперечного переміщення стола забезпечує переміщення в задану позицію як за рахунок підводу тиску живлення в камери а і b циліндра 1, так і за рахунок переміщення гайок при відсутності тиску живлення в камерах а і b циліндра 1.

Такий привод забезпечує число позицій стола

$$0_B L \frac{H_A}{i_H} L \frac{H_D \cdot a \cdot E \cdot H_D \cdot a}{i_H} L \frac{uxr^1: H_D \cdot a \cdot E \cdot H_D \cdot a}{\hat{i}_4 \cdot P_6} L \frac{uxr^1: twr \cdot E \cdot twr}{s \cdot z \cdot R} ;$$

$$L \cdot twr : \tilde{N} ;$$

При цьому дискретність дорівнює

$$i_H L \frac{\hat{i}_4}{uxr^1} \cdot P_A L \frac{s \cdot z^1}{uxr^1} \cdot R L \cdot r \cdot \hat{a} t : \tilde{I} ;$$

Крім цього, привод забезпечує високу точність позиціонування і повторюваність переміщення стола в задану позицію. Привод забезпечений дросельним регулюванням швидкості руху стола в одному, так і в іншому напрямках.

Все це обумовлює значні перспективи впровадження таких приводів в якості багатопозиційних виконавчих пристроїв верстатів, роботів та інших технологічних машин.

## 2.2. Привод поперечного переміщення

Привод поперечного переміщення стола вертикально-свердлувального верстата призначений для дискретного періодичного переміщення стола в процесі роботи.

На Рис.2.2 показана конструкція поперечного приводу переміщення стола верстата.

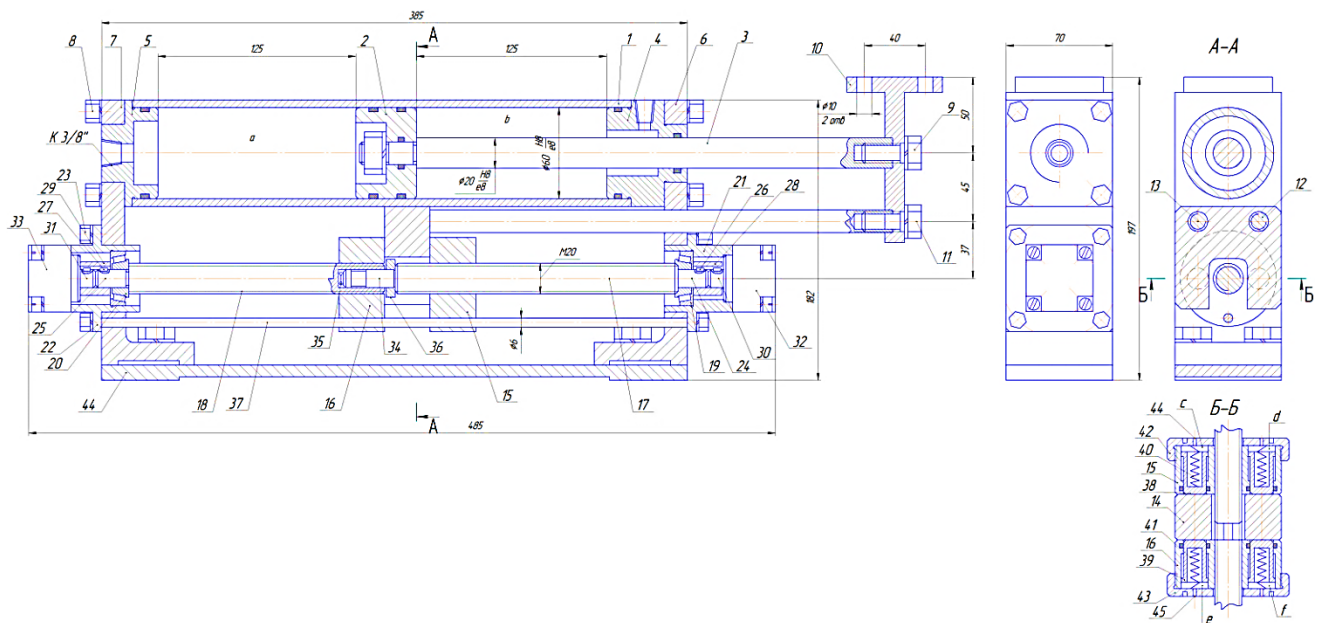


Рис.2.2 Привод поперечного переміщення вертикально-свердлувального верстата

Привод поперечного переміщення стола складається з гідравлічного (або пневматичного) циліндра 1, в якому розміщений поршень 2 з вихідним штоком 3. Торцеві кришки 4 і 5 циліндра 1 утворюють з поршнем 2 і штоком 3 робочі герметичні камери а і б, до яких підводиться робочий тиск через різьбові канали 3/8. Кришки 4 і 5 кріпляться відповідно до кронштейнів 6 і 7 гвинтами 8. до штока 3 гвинтом 9 прикріплений фланець 10, який з'єднується з поперечним столом (стіл на рисунку не показаний). До фланця 10 гвинтом

11 прикріплені два штока 12 і 13, до яких прикріплений упор 14. Упор 14 взаємодіє з торцевими поверхнями гайок 15 і 16, які нагвинчені відповідно на гвинти 17 і 18, які встановлені на підшипниках кочення 19 і 20. Підшипники 19 і 20 закріплені в кришках 21 і 22, які прикріплені до кронштейнів 6 і 7 гвинтами 23. Хвостовики 24 і 25 гвинтів 17 і 18 шпонками 26 і 27 кінематично через муфти 28 і 29 сполучені з вихідними валами 30 і 31 електричних крокових двигунів (ЕКД) 32 і 33. Циліндричний хвостовик 34 гвинта 17 розміщений в циліндричній розточці гвинта 18 і упирається в його торець через підшипник 35. На циліндричному хвостовику 34 розміщений упор 36, який обмежує переміщення в осьовому напрямку гайок 15 і 16. В кронштейнах 6 і 7 закріплена напрямна 37, яка унеможливорює проворот гайок 15 і 16 відносно осі гвинтів 17 і 19. В гайках 15 і 16 розміщені відповідно попарно плунжери 38 і 39 з пружинами 40 і 41. На торцеві поверхні гайок 15 і 16 нагвинчені кришки 42 і 43, в яких виконані попарно дросельні канали 44 і 45. Кронштейни 6 і 7 прикріплені до плити 44.

Розміщені в гайках 15 і 16 плунжери 38 і 39 утворюють гальмівні пневматичні камери с, d, e і f.

Принцип дії приводу поперечного переміщення стола вертикально-свердлувального верстата полягає в наступному. У вихідному положенні камери а і b циліндра 1 сполучені з атмосферою (або зливом), гайки 15 і 16 упираються в упор 14, електричні крокові двигуни 32 і 33 знеструмлені, при цьому поршень 2 з вихідним штоком 3 і фланцем 10 зафіксовані, тобто прикріплений до фланця 10 стіл буде нерухомий. Для переміщення, наприклад, фланця 10 зі столом праворуч необхідно спочатку подати на ЕКД керуючі сигнали (у вигляді електричних імпульсів), а потім подати тиск живлення в камеру а циліндра 1. Так, наприклад, при опрацюванні електричним кроковим двигуном 32 гайка 15 переміститься праворуч (за кресленням) в осьовому напрямку на величину

$$z = \frac{z_1}{z_2} \cdot \frac{z_3}{z_4} \cdot \frac{z_5}{z_6}$$

де  $z$  - дискретність ЕКД 32 (мінімальний кут повороту стола 30 ЕКД);

$z_1$  - число опрацьованих ЕКД імпульсів;  $z_2$  - крок гвинта 17.

При значеннях параметрів  $z_1 = 1,8^\circ$ ,  $z_2 = 1000 \text{ імп}$ ;  $z_3 = 4 \text{ мм}$  гайка 15

переміщується праворуч на величину

$$H = L \cdot \frac{s \cdot \ddot{z}^1}{u \cdot x \cdot r^1} \cdot \text{ЕКД} \cdot L \cdot \text{тр} \cdot \ddot{I}$$

Після переміщення гайки 15 праворуч на величину  $z_3$  мм подається тиск живлення у камеру а циліндрі 1 при цьому вихідний шток 3 і стіл 14 переміщуються праворуч на 20 мм. В кінці переміщення штока 3 упор 14 взаємодіє з плунжерами 38 (див. переріз Б-Б) і переміщує їх вверх (за кресленням) при цьому збільшується тиск в камерах с і d, що зумовлює згальмування штока 3 зі столом. Після зупинки стола запираються гідравлічні камери а і b циліндра 1. При запертих камерах а і b виконується технологічна операція(свердління отвору в деталі). В цей час подається команда на переміщення стола в наступну позицію праворуч. При цьому подається необхідна кількість імпульсів на ЕКД, наприклад, при подачі 2000 імпульсів напруги на обмотки ЕКД 32 гайка переміщується праворуч на величину.

$$H = L \cdot \frac{s \cdot \ddot{z}^1}{u \cdot x \cdot r^1} \cdot \text{ЕКД} \cdot L \cdot \text{vr} \cdot \ddot{I}$$

Максимальна величина переміщення вихідного штока 3 зі столом праворуч від вихідного (середнього) положення штока 3(стола) становить 125мм. При цьому мінімальна величина переміщення штока 3 зі столом

$$x_{\text{ш}} = \frac{V_{\text{ш}}}{V_{\text{ш}} + V_{\text{ж}}} \cdot x_{\text{ж}}$$

Переміщення штока 3 зі столом ліворуч може здійснюватися двома шляхами або за рахунок подачі тиску живлення в камеру b і з'єднанні камери a з вихлопом (зливом), або за рахунок реверса ЕКД 32 і з'єднанні камери a і b з атмосферою (зливом). У першому випадку упор 14 буде рухатися до упору в гайку 16, а в другому вихідний шток 3 зі столом буде рухатися ліворуч на величину, яка визначається числом імпульсів, поданих на ЕКД 32 у реверсному режимі. Наприклад, при подачі на ЕКД 32 у реверсному режимі гайка 15 переміститься ліворуч на величину

$$x_{\text{ш}} = L \cdot \frac{\hat{t}}{uxr} \cdot \Phi_{\text{ш}} \cdot \Phi_{\text{ПЕ}}$$

при імпульсів величина переміщення гайка 15 ліворуч дорівнює

$$x_{\text{ш}} = L \cdot \frac{s \cdot \ddot{x}}{uxr} \cdot \Phi_{\text{ш}} \cdot \Phi_{\text{ПЕ}} \cdot L \cdot ur \cdot \ddot{x}$$

Внаслідок цього і шток 3 зі столом переміститься ліворуч на 30 мм.

В кінці переміщення стола на задану позицію запираються гідравлічні камери a і b циліндра 1 і виконується чергова операція по свердлінню отвору і т. д.

Переміщення штока 3 зі столом ліворуч від середнього положення виконується аналогічно. Так, наприклад, для переміщення штока 3 зі столом ліворуч від середнього положення на величину =40мм необхідно при запертих камерах a і b циліндра 1 подати на ЕКД 33

$$J_{\text{ш}} \cdot \ddot{x} = L \cdot \frac{uxr}{\hat{t}} \cdot \frac{H}{P_{\text{ПЕ}}} \cdot L \cdot \frac{uxr}{s \cdot \ddot{x}} \cdot \frac{vr}{v} \cdot L \cdot trrr \cdot \ddot{x}$$



Максимальна величина переміщення штока 3 зі столом від середнього положення теж дорівнює 125мм.

Таким чином, запропонований привод поперечного переміщення стола вертикально-свердлувального верстата забезпечує максимальну величину переміщення стола.

$$H_{\text{д}} = L H_{\text{д}} + E H_{\text{д}} + L_{\text{stw}} + E_{\text{stw}} + L_{\text{twr}} + \ddot{I}$$

з дискретністю . При цьому позиціонування здійснюється по жорсткому упору, що обумовлює високу повторюваність виходу стола в задану позицію і точність. Підготовка величини переміщення стола в чергову позицію при виконанні технологічної операції (свердління отвору) обумовлює підвищення швидкодії приводу і продуктивності верстата.

### 2.3. Привод поперечного переміщення стола

Привод поперечного переміщення стола вертикально-свердлувального верстата призначений для дискретного періодичного переміщення стола в процесі роботи.

На Рис.2.3 показана конструкція приводу поперечного переміщення стола свердлувального верстата.

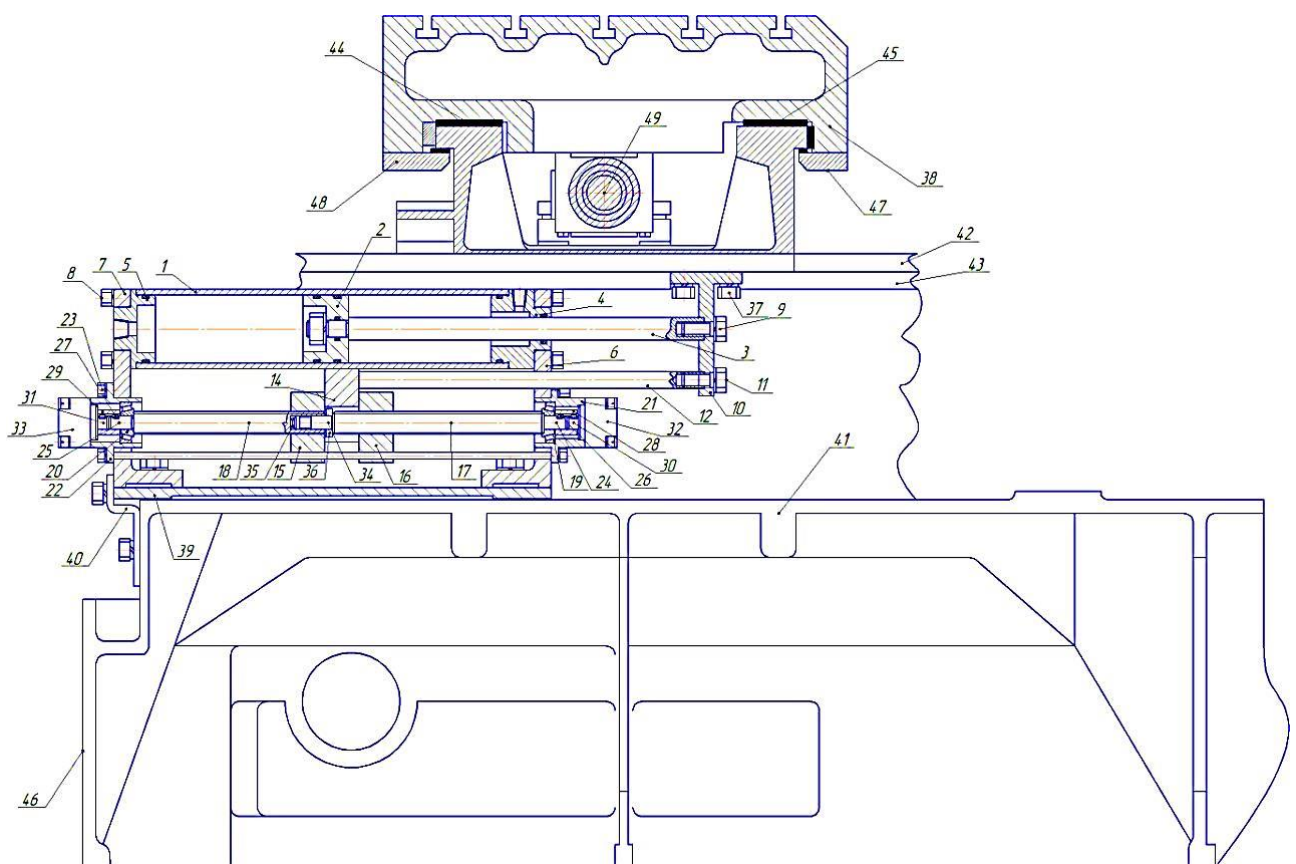


Рис.2.3 Привод поперечного переміщення стола свердлувального верстата

Привод поперечного переміщення стола складається з гідравлічного (або пневматичного) циліндра 1, в якому розміщений поршень 2 з вихідним штоком 3. Торцеві кришки 4 і 5 циліндра 1 утворюють з поршнем 2 і штоком 3 робочі герметичні камери а і б, до яких підводиться робочий тиск через різьбові канали 3/8". Кришки 4 і 5 кріпляться відповідно до кронштейнів 6 і 7 гвинтами 8. До штока 3 гвинтом 9 прикріплений фланець 10, який

з'єднується з поперечним столом 38. До фланця 10 гвинтом 11 прикріплені два штока 12 і 13 (шток 13 на кресленні не показана), до яких прикріплений упор 14. Упор 14 взаємодіє з торцевими поверхнями гайок 15 і 16, які нагвинчені відповідно на гвинти 17 і 18. Підшипники 19 і 20 закріплені в кришках 21 і 22, які прикріплені до кронштейнів 6 і 7 гвинтами 23. Хвостовики 24 і 25 гвинтів 17 і 18 шпонками 26 і 27 кінематично через муфти 28 і 29 сполучені з вихідними валами 30 і 31 електричних крокових двигунів (ЕКД) 32 і 33. Циліндричний хвостовик 34 гвинта 17 розміщений в циліндричній розточці гвинта 18 і упирається в його торець через підшипник 35. На циліндричному хвостовику 34 розміщений упор 36, який обмежує переміщення в осьовому напрямку гайок 15 і 16. Вихідний шток 3 цифрового двигуна прикріплено до фланця 10, яке прикріплене гвинтами 37 до стола 38. Корпус 39 електричних крокових двигунів (ЕКД) прикріплена кронштейном 40 до корпуса стола поперечного руху 41. Стіл 38 установлений на напрямних 42, 43 які виконані на столі поперечного руху 41. Стіл поперечного руху 41 встановлений на напрямних 44 і 45 закріплених на станині 46. Для запобігання виникнення люфту по координаті  $z$  (у вертикальній площині) стіл 38 притискується до станини 46 за допомогою пластин 47 і 48. Стіл 38 приводиться в рух за допомогою штока 49 прикріпленого до поршня цифрового двигуна по руху.

Принцип дії приводу поперечного переміщення стола вертикально-свердлувального верстата полягає в наступному. У вихідному положенні камери  $a$  і  $b$  циліндра 1 сполучені з атмосферою (або зливом), гайки 15 і 16 упираються в упор 14, електричні крокові двигуни 32 і 33 знеструмлені, при цьому поршень 2 з вихідним штоком 3 і фланцем 10 зафіксовані, тобто прикріплений до фланця 10 стіл 38 буде нерухомий. Для переміщення, наприклад, фланця 10 зі столом 38 праворуч необхідно спочатку подати на ЕКД керуючі сигнали (у вигляді електричних імпульсів), а потім подати тиск живлення в камеру  $a$  циліндра 1. Так, наприклад, при опрацюванні електричним кроковим двигуном 32 гайка 15 переміститься праворуч (за кресленням) в осьовому напрямку на величину

$$H_d L \frac{\hat{I}_4}{u x^1 r} \otimes_{e i} \otimes_{P_E}$$

де - дискретність ЕКД 32 (мінімальний кут повороту стола 30 ЕКД);

- число опрацьованих ЕКД імпульсів; - крок гвинта 17.

При значеннях параметрів  $=1,8^\circ$ ,  $=1000\text{імп}$ ;  $=4\text{мм}$  гайка 15

переміщується праворуч на величину

$$H_d L \frac{s \ddot{z}^1}{u x r^1} \otimes_{rrr} \otimes_{L \text{ tr } \ddot{I}}$$

Після переміщення гайки 15 праворуч на величину мм подається тиск живлення у камеру а циліндрі 1 при цьому вихідний шток 3 і стіл теж переміщуються праворуч на 20 мм. В кінці переміщення штока 3 упор 14.

Після зупинки стола 38 запираються гідравлічні камери а і b циліндра 1. При запертих камерах а і b виконується технологічна операція(свердління отвору в деталі). В цей час подається команда на переміщення стола 38 в наступну позицію праворуч. При цьому подається необхідна кількість імпульсів на ЕКД, наприклад, при подачі 2000 імпульсів напруги на обмотки ЕКД 32 гайка переміщується праворуч на величину.

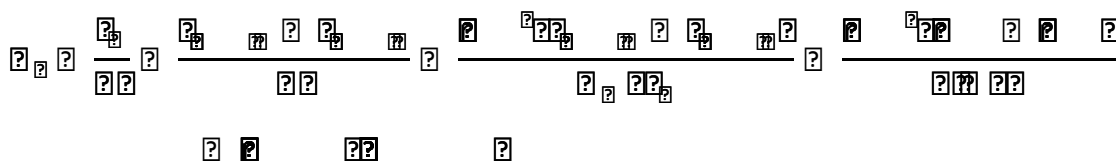
$$H_d L \frac{s \ddot{z}^1}{u x r^1} \otimes_{rrr} \otimes_{L \text{ vr } \ddot{I}}$$

Переміщення штока 3 зі столом 38 ліворуч від середнього положення виконується аналогічно.

Максимальна величина переміщення штока 3 зі столом 38

$$H_d L H_{a \otimes} E H_{a \otimes} L \text{ stw } E \text{ stw } L \text{ twr } \ddot{I}$$

Такий привод забезпечує число позицій стола



При цьому дискретність дорівнює — —

## Розділ 3. Цифровий привод поздовжнього переміщення стола

### 3.1. Принципова схема пневмогідравлічного цифрового привода поздовжнього переміщення стола

Схема пневмогідравлічного цифрового привода (див. Рис 3.1) складається із трирозрядного циліндра 1, в якому послідовно розміщені поршні 2, 3 і 4 з обмежувачами (упорами) відносного переміщення 5, 6, 7, 8, 9 і 10. Величини переміщення поршнів 2, 3 і 4, відповідно, дорівнюють  $X_0$ ,  $2X_0$  і  $4X_0$ . Поршень 4 жорстко з'єднаний з штоком 11. Поршні 2, 3, 4 і шток 11 утворюють розрядні камери а, б, с і штокову камеру d зворотного руху поршнів. Соосно з циліндром 1 розміщений дворозрядний циліндр 12, в якому розміщені розрядні поршні 13 і 14 з ходами  $8X_0$ ,  $16X_0$  і обмежувачами відносного руху 15 і 16. Шток 11 трирозрядного циліндра 1 жорстко з'єднаний з поршнем 13. Поршні 13, 14 і шток 11 утворюють розрядні камери d, f і штокову камеру 0. Циліндр 12 жорстко з'єднаний з муфтою 17 з дворозрядним циліндром 18, в якому послідовно розміщені розрядні поршні 19 і 20 з утворенням розрядних камер k, m і штокової камери p. Поршень 19 жорстко сполучений з вихідним штоком 21. Переміщення поршнів 19 і 20 обмежуються упорами 22 і 23. При цьому величина переміщення поршня 19 дорівнює  $32X_0$ , а поршня 20 –  $64X_0$ . Поршні 19, 20 і шток 21 утворюють розрядні камери k, m і штокову камеру Р. Для того щоб привод розвивав однакове зусилля як при прямому русі штока 21, так і у зворотньому напрямку діаметр штока  $d = \frac{D}{\sqrt[3]{6}}$ , де D – діаметр поршнів циліндра 18. Діаметри поршнів 1, 12 і 18 однакові, однакові і діаметри штоків 11 і 21. Розрядні камери цифрових циліндрів в сполученні з вихідними каналами двопозиційних трилінійних розподільників P1...P7 з одностороннім електричним керуванням. Тиск живлення до розподільників підводиться із магістралі  $P_m$  через фільтр вологовідокремлювача ФВВ,

редукційний клапан КР і маслорозпилювач МР. Тиск у магістралі і пневмосистемі вимірюється відповідно манометрами М1 і М2.

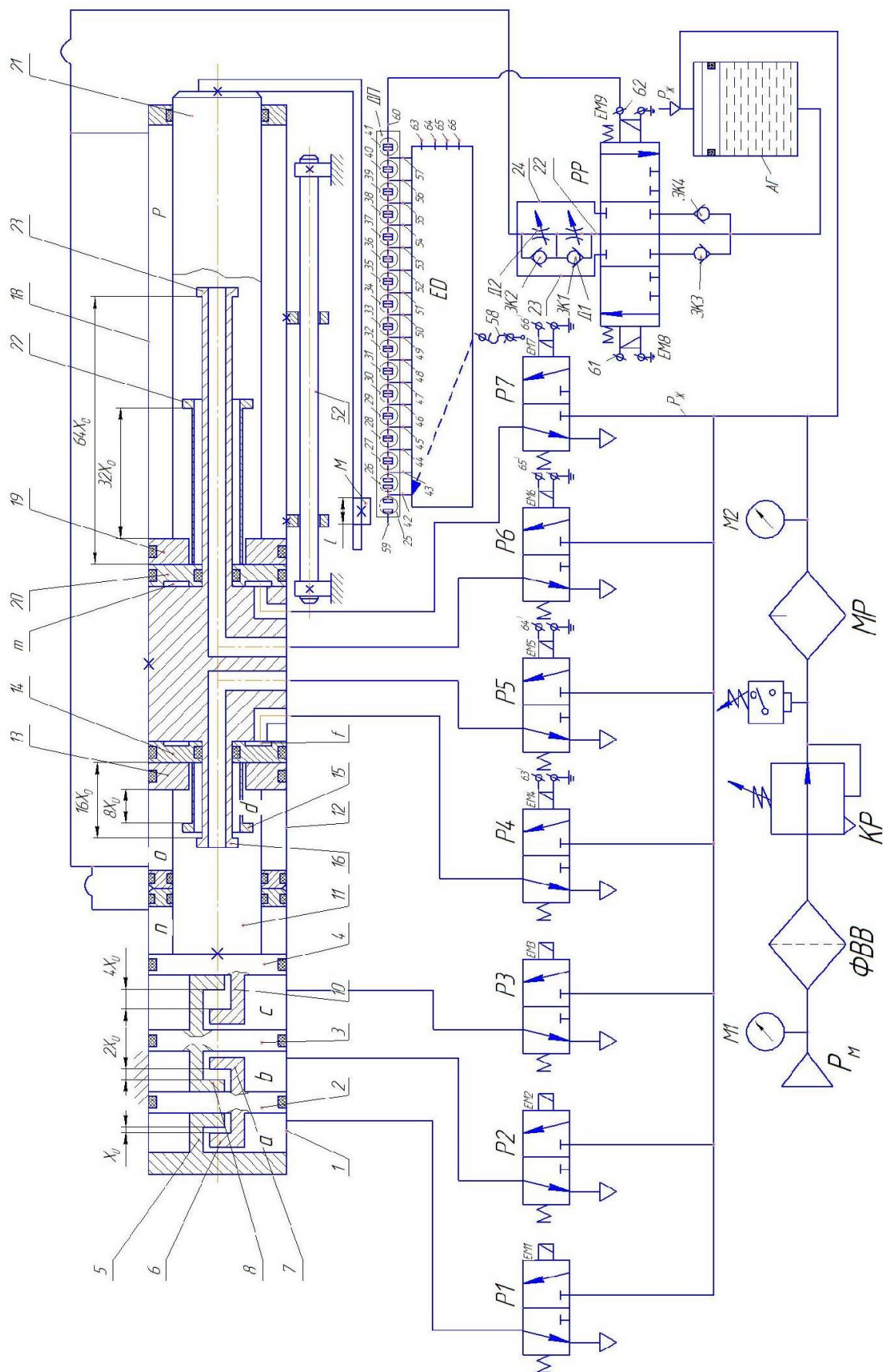


Рис. 3.1 Схема пневмогидравлічного цифрового привода



Штокові камери п, о і р сполучені з вихідними каналами 22, 23 і 24 реверсивного розподільника РР. В канал 22 паралельно дроселем Д1 і Д2 включені зворотні клапани ЗК1 і ЗК2. Вхідні канали трипозиційного шестилінійного реверсивного розподільника РР з двостороннім електричним керуванням сполучені через паралельно включені зворотні клапани ЗК3 і ЗК4 з гідравлічним акумулятором АГ, в яку постійно підводиться тиск живлення  $P_{ж}$ . Шток 21 сполучений з магнітом М датчика переміщення ДП. Датчик переміщення ДП виконаний у вигляді послідовно розміщених вздовж циліндрів ланцюга нормально замкнутих герконів (герметичних контактів) 25...41. Контакти 42...57 герконів примкнені до вихідних контактів електричного дешифратора ЕД, вхідний канал якого примкнений до джерела електричного струму 58. Контакти 59 і 60 датчика переміщення примкнені, відповідно до контактів 61 і 62 електромагнітів ЕМ8 і ЕМ9 розподільника РР. Керуючі контакти 63, 64, 65 і 66 чотирирозрядного електричного дешифратора ЕД, відповідно примкнені до контактів 63', 64', 65' і 66' (лінії зв'язку на кресленні не показані) електромагнітів ЕМ4, ЕМ5, ЕМ6 і ЕМ7. Циліндр 18 рухомо розміщений на циліндричних напрямних 52 (друга напрямна на рис. не показана).

Циліндр 1 жорстко прикріплений до нерухомого кронштейна (на Рис.6 кронштейн не показаний).

Принцип дії пневмогідравлічного цифрового приводу полягає в наступному. У вихідному положенні тиск живлення підведений до камер п, о, р циліндрів 1, 12 і 18 під дією тисків у цих камерах, вихідний шток 21 займає вихідне положення. При цьому магнітом М розімкнені геркони 25 і 26, до яких через контакт 42 підведена напруга від дешифратора ЕД. Внаслідок того що ланцюг герконів 25...41 розімкнутий, електромагніт ЕМ8 і ЕМ9 реверсивного розподільника РР знеструмлені. Під дією пружин розподільник РР займає середнє положення. При цьому камери п, о і р циліндрів 1, 12 і 18 з'єднані через дроселі Д1, Д2; клапани ЗК1, ЗК2 і розподільник РР<sub>3</sub> гідравлічною камерою акумулятора АГ. При подачі напруги, наприклад, на

електромагніт ЕМ1 розподільника Р1 (що відповідає комбінації керуючих сигналів 0000001) він перемикається вліво і стиснене повітря живлення під тиском  $p_{\text{ж}}$  поступаю в камеру а циліндра 1. Під дією цього тиску поршень 2 переміщується вправо на величину  $X_0$ . При цьому на величину  $X_0$  переміщуються циліндр 12 і циліндр 18 з вихідним штоком 21. Рідина із камери п витісняється в акумулятор АГ через зворотний клапан ЗК2 і дросель Д1, яким регулюється швидкість руху штока 21 вправо.

При опрацюванні кодової комбінації 0000010 (напруга подається на електромагніт ЕМ розподільника Р2) розподільник Р2 перемикається вліво і рідина під тиском поступає в камеру в циліндра 1. Під дією цього тиску поршень 3 переміщується вправо на  $2X_0$  внаслідок цього вихідний шток 21 з циліндрами 12 і 18 переміщується вправо також на величину  $2X_0$ .

Комбінації керуючих сигналів 0000100 (подається напруга тільки на електромагніт ЕМ3 розподільника Р3) відповідає переміщення вихідного штоку на величину  $4X_0$ . При опрацюванні комбінації керуючих сигналів 0000111 (напруга одночасно подається на електромагніти ЕМ1, ЕМ2 і ЕМ3 розподільника Р1, Р2 і Р3) вихідний шток переміщується на сумарну величину переміщень поршнів 2, 3 і 4, тобто на величину  $X_0 + 2X_0 + 4X_0 = 7X_0$ . При цьому рідина із камери п циліндра 1 витісняється в акумулятор АГ через зворотній клапан ЗК2, дросель Д1 і розподільник РР.

Переміщення на величину  $7X_0$  відбувається на гальмівній швидкості, яка визначається перерізом дроселя Д1. У зворотньому напрямку коли електромагніти ЕМ1, ЕМ2 і ЕМ3 знеструмлюються шток 21 рухається за рахунок підвищення тиску живлення у камеру р циліндра 18 через дросель Д2. Дроселем Д2 регулюється швидкість руху штока 4 вліво.

При опрацюванні кодової комбінації керуючих сигналів , наприклад 0001000 (подається напруга на магніт ЕМ4 розподільника Р4) тиск живлення подається у камеру d циліндра 12. Одночасно напруга подається і на керуючий контакт 63 дешифратора ЕД, який перемикається і напруга від джерела живлення 58 через дешифратор контакт 43 і нормально замкнені

геркони 27...41, контакт 60 підводиться до електромагніту ЕМ9 розподільника РР. Розподільник РР перемикається вліво і рідина із камери Р витісняється в акумулятор АГ через канал 24, розподільник РР і зворотний клапан ЗК4. Витіснення рідини із камери Р через канал 24 з великим перерізом прохідної площі забезпечує максимальну швидкість руху вихідного штока 21. Одночасно з штоком рухається і магніт М при цьому в кінці переміщення він розмикає магнітним полем геркон 27, що веде до знеструмлення електромагніта ЕМ9 розподільника РР. Розподільник РР перемикається у середнє положення при цьому рідина із камери р витісняється в акумулятор АГ через дросель Д1, яким регулюється гальмівна швидкість штока 21 в кінці ходу. При опрацюванні, наприклад кодової комбінації керуючих сигналів 1001100 (тиск живлення одночасно подається в камери с, d і m) одночасно подається напруга на керуючі контакти 63 і 66 дешифратора ЕД, який перемикається і напруга від джерела живлення подається на вихідний контакт 51 дешифратора ЕД. При цьому напруга від контакту 51 через ланцюг замкнених герконів 35...41, контакт 61 подається на електромагніт ЕМ9, який перемикає розподільник РР вліво. Під дією тисків у камерах с, d і m вправо на великій швидкості, так як рідина із камери р витісняється в акумулятор АГ через канал 24 з великою площею прохідного перерізу. По мірі руху штока 21 магнітним полем магніта М розмикається геркон 52 внаслідок чого знеструмлюється ЕМ9 і розподільник РР перемикається в середнє положення. При подальшому русі штока 21 вправо рідина витісняється із камери р через дросель Д1, яким регулюється гальмівна швидкість штока в кінці ходу.

При опрацюванні комбінації керуючих сигналів 0000000 (тобто камери с, d і m з'єднуються з атмосферою) дешифратор перемикається у вихідне положення. При цьому від джерела електричного живлення 58 напруга подається на контакт 42 і далі через замкнені контакти геркона 25, контакт 59 на електромагніт ЕМ8, який перемикає розподільник РР вправо. Рідина із акумулятора АГ під тиском через зворотний клапан ЗК3,

розподільник РР, канал 23 поступає у камеру р циліндра 18. Під дією цього тиску шток 21 швидко рухається вліво в кінці переміщення магнітним полем магніта М розмикаються нормально замкнені контакти геркона 25. При цьому знеструмлюється електромагніт ЕМ8 розподільника РР, який перемикається у середнє положення. При подальшому русі штока 21 вправо рідина поступає в штокову камеру р із акумулятора через дросель Д2, яким і регулюється швидкість гальмування штока в кінці руху у зворотному напрямку. Величина гальмівного шляху визначається величиною  $l$  магніта М. Крок розміщення герконів у датчику лінійного переміщення дорівнює  $8X_0$ .

При переключенні розрядів цифрового приводу, наприклад з комбінації 1001100 на комбінацію 0110011 (тобто коли камери с, d, m з'єднується з атмосферою, а у камери a, b, f, k підводиться тиск живлення) одночасно із знеструмленням електромагнітів ЕМ3, ЕМ4 і ЕМ7 розподільників Р3, Р4 і Р7 подається напруга на електромагніти ЕМ1, ЕМ2, ЕМ5 і ЕМ6 розподільників Р1, Р2, Р5 і Р6. Одночасно з переключенням розподільників подається і команда на перемикання дешифратора ЕД, тобто знеструмлюються керівні контакти 63, 66 і подається напруга на контакти 64 і 65 дешифратора ЕД. При цьому дешифратор ЕД перемикається, напруга від джерела живлення 58 подається контакт 48. Від контакту 48 напруга по ланцюгу нормально замкнених герконів 31...25, контакти 59 і 61 подається на електромагніт ЕМ8 розподільника РР. Розподільник РР перемикається вправо (по кресленню) і рідина із акумулятора АГ під тиском через зворотний клапан ЗКЗ, реверсивний розподільник, канал 23 поступає в камери п, о і р під дією тиску в цих камерах вихідний шток 21 рухається з робочою швидкістю. В процесі переміщення вліво штока 21 магнітом М розмикається геркон 31, знеструмлюється ланцюг герконів 30...25 і внаслідок цього знеструмлюється електромагніт ЕМ8 розподільника РР. Розподільник РР перемикається у середнє положення, при цьому рідина у камеру Р поступає через дросель Д2, який і визначає швидкість гальмування штока 21 при його підході до фіксованої позиції, яка визначається кодовою

комбінацією керуючих сигналів 0110011, тобто координати штока 21 визначаються сумою

$$X_0 + 2X_0 + 16X_0 + 32X_0 = 51X_0.$$

При переключенні комбінації керуючих сигналів 1001100 на комбінацію 0110011 вихідний шток 21 буде рухатись тільки вліво, тому що зворотний клапан ЗКЗ унеможлиблює рух рідини із камери Р у камеру гідравлічного акумулятора АГ.

Аналогічно привод працює і при опрацюванні інших кодових комбінацій керуючих сигналів.

Таким чином запропонована схема керування пневмогідравлічним цифровим приводом забезпечує швидке переміщення вихідного штоку, інтенсивне гальмування при підході до заданої позиції вихідного штоку і унеможливорюються зворотні рухи вихідного штоку 21 при переключенні розрядних камер цифрового приводу. Кількість позицій вихідного штоку 21 визначається за формулою  $N = 2^n$ , де  $n$  – кількість розрядів (поршнів) пневмогідравлічного цифрового приводу.

Максимальна величина переміщення вихідного штоку 21 визначається залежністю:

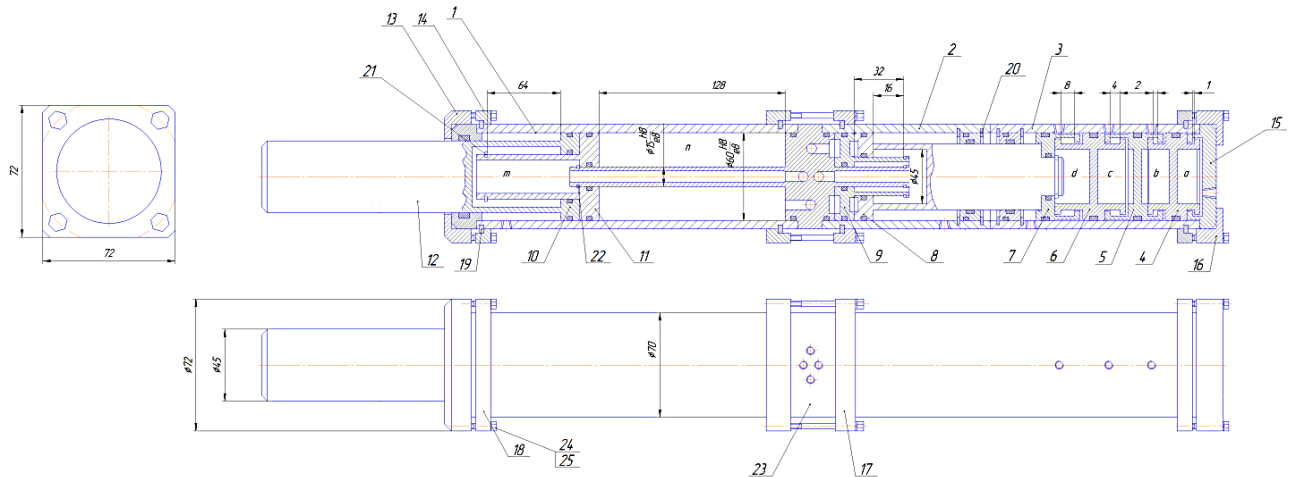
$$X_{\max} = X_0 \cdot (2^n - 1).$$

При  $n = 7$  і  $X_0 = 4\text{мм}$ :

$$X_{\max} = 4 (2^7 - 1) = 4 (128 - 1) = 508 \text{ мм}.$$

### 3.2 Цифровий двигун поздовжнього переміщення стола свердлувального верстата

На Рис.3.2 показана конструкція восьми розрядного цифрового двигуна поздовжнього переміщення стола свердлувального верстата.



#### Технічні характеристики і вимоги

1. Дискретність –  $X_0=1\text{ мм}$ ;
2. Число розрядів  $n=8$ ;
3. Максимальна величина переміщення вихідного штока – 255 мм;
4. Число позицій вихідного штока  $N=256$ ;
5. Втрати робочого тіла в рухомих спраженнях не допускаються;
6. Переміщення розрядних поршнів і вихідного штоку мусить бути плавним.

Рис.3.2 Цифровий двигун поздовжнього переміщення стола свердлувального верстата

Цифровий двигун поздовжнього переміщення стола призначений для перетворення інформації двійкового кода в поступальне переміщення вихідного штока. Такий цифровий двигун складається з циліндрів 1, 2, і 3, в яких розміщені розрядні поршні. В циліндрі 3 послідовно розміщені поршні молодших розрядів 4, 5, 6 і 7 з ходами відповідно рівними 1 мм, 2 мм, 4 мм і 8 мм. Розрядні поршні 4, 5, 6 і 7 утворюють робочі розрядні камери *a*, *b*, *c* і *d* з каналами живлення ( $k\ 1/4''$ ). В циліндрі 2 послідовно розміщені розрядні поршні 8 і 9 з обмежувачами переміщення і ходами 16 та 32 мм. В циліндрі 1 послідовно розміщені поршні старших розрядів 10 і 11 з ходами 64 і 128 мм з обмежувачами відносного переміщення, які виконані у вигляді полих штоків з

установленими на їх кінцях упорних кілець 21 та 22. Розрядні поршні 8 та 9 утворюють розрядні камери  $e$  і  $f$  з каналами живлення, виконаними в кришці 23. Розрядні поршні старших розрядів 10 і 11 утворюють розрядні камери  $m$  і  $n$  старших розрядів.

Принцип дії восьмирозрядного цифрового двигуна полягає в наступному. У вихідному положенні всі розрядні камери  $a, b, c, d, e, f, m$  і  $n$  з'єднані з атмосферою, що відповідає опрацьованій комбінації керуючих сигналів 00000000. Опрацьованій комбінації керуючих сигналів 00000001 (тиск живлення поданий тільки до камери молодшого розряду  $a$ ) відповідає переміщення вихідного штока 12 на величину 1 мм. Опрацьованій комбінації керуючих сигналів, наприклад, 00000010 (тиск живлення підведений тільки до розрядної камери  $b$ ) відповідає переміщення вихідного штока 12 на величину 2 мм. Опрацьованій кодовій комбінації керуючих сигналів, наприклад, 00000011 (тиск живлення одночасно підведений до розрядних камер  $a$  і  $b$ ) відповідає переміщення вихідного штока 12 на величину 3 мм і т. д..

Число позицій вихідного штока 12 восьмирозрядного цифрового двигуна визначається за формулою

$0 \leq t \leq 2^k - 1$ , де  $k$  - число розрядів двигуна (число поршнів)

Переміщення  $i$ -го розрядного поршня визначається по формулі геометричної прогресії

$$x_i = x_0 + t \cdot \Delta x \cdot 2^{i-1}$$

де  $i$  - порядковий номер розрядного поршня;  $\Delta x$  - дискретність цифрового двигуна.

Аналогічно переміщення вихідного штока цифрового двигуна визначається по залежності

[illegible]



Розрахунок статичних характеристик цифрового двигуна поздовжнього переміщення стола

Приймаємо наступні значення вихідних параметрів:

Тиск живлення  $p_0 = 0,6$  МПа; дискретність ЦД-  $\Delta x = 1$  мм; число розрядів-  $J = 8$ ; діаметри вихідного штока  $d_1, d_2, \dots, d_n$  –  $d_i$  – число ущільнень поршня  $i$  штока;  $p_{i0}$  – контактний тиск ущільнень поршня  $i$  штока;  $\mu$  – коефіцієнт тертя;  $b$  – ширина контакту ущільнень поршня  $i$  штока.

1. Число позицій вихідного штока 12

$$0 \leq t \leq t_{\text{max}}; \dots$$

2. Максимальна величина переміщення вихідного штока 12

$$x_{\text{max}} = \frac{1}{4} \cdot \frac{F}{S}; \dots$$

3. Теоретичне статичне зусилля ЦД

$$F_{\text{теор}} = \frac{p_0}{4} \cdot \frac{F}{S}; \dots$$

4. Дійсне мінімальне статичне зусилля ЦД

$$F_{\text{дійс}} = \frac{p_0}{4} \cdot \frac{F}{S} \cdot \dots$$

Приймаємо  $V_a = 1$   $L < 1$   $t \dots$   $r \dots$   $\hat{A} \dots$   $J_5$   $L$   $v_a$  підставимо прийняті значення параметрів в формулу для визначення дійсного зусилля

$$F_{\text{дійс}} = \frac{p_0}{4} \cdot \frac{F}{S} \cdot \dots$$

$$\frac{\partial}{\partial t} \left( \frac{\partial}{\partial x} \left( \frac{\partial}{\partial y} \left( \frac{\partial}{\partial z} \left( \frac{\partial}{\partial w} \left( \frac{\partial}{\partial v} \left( \frac{\partial}{\partial u} \left( \frac{\partial}{\partial t} \right) \right) \right) \right) \right) \right) \right) \right)$$

$$\mathbb{R} \otimes \mathbb{R}^9 \otimes \mathbb{R}^3 \otimes \mathbb{R}^4 F \in \mathbb{R}^{\frac{r}{3/4} \ddot{r} x} \otimes \mathbb{R}^{\dot{r} x} \otimes \mathbb{R}^9 \otimes \mathbb{R}^3 \otimes \mathbb{R}^4 L \in \mathbb{R}^{x:x \dot{y}} F \dot{r} \dot{v};$$

$$L \text{ yvs } \mathfrak{A} : *;$$

# 5. Максимальне статичне зусилля

$$\ddot{Y}_{\mathfrak{b}} \quad L \frac{\mathfrak{e} \&^6}{z} \mathbb{Q}_{\mathfrak{E}} F \left( \mathfrak{a} F \left( \hat{u} L \frac{\mathfrak{e} \&^6}{z} \mathbb{Q}_{\mathfrak{E}} F \mathfrak{e} \&_{\mathfrak{a}} \mathbb{Q}_{\mathfrak{a}} \mathbb{Q}_{\mathfrak{p} \mathfrak{a} \mathfrak{i}} \mathbb{R}_{\mathfrak{b}} \mathbb{Q}_{\mathfrak{v} \mathfrak{a}} F \right. \right.$$

$$F \in \mathbb{R}^{\mathbb{Q}_{\mathfrak{U}}} \mathbb{R}^{\mathbb{Q}_{\mathfrak{U}}} \mathbb{Q}_{\mathfrak{p} \mathfrak{a} \mathfrak{i}} \mathbb{R}^{\mathbb{Q}_{\mathfrak{U}}} \mathbb{R}_{\mathfrak{b}} \quad L \frac{\mathbb{R}^{\mathfrak{a} x}{}^6}{z} \mathbb{R}^{\mathbb{R}^9} F \in \mathbb{R}^{\mathfrak{a} x} \mathbb{R}^{\ddot{r} x} \mathbb{Q}$$

$$\mathbb{R} \otimes \mathbb{R}^9 \otimes \mathbb{R}^3 \otimes F \in \mathbb{R}^{\frac{r}{3/4} \ddot{r} x} \otimes \mathbb{R}^{\dot{r} x} \otimes \mathbb{R}^9 \otimes \mathbb{R}^3 \otimes L \in \mathbb{R}^9 \otimes$$

$$\mathbb{R}^{\frac{\mathbb{R}^{\mathfrak{a} x}{}^6}{z}} \mathbb{R}^{\mathfrak{a} x} F \dot{r} \mathfrak{a} x \mathbb{R}^{\ddot{r} x} \mathbb{Q} F \frac{r \ddot{r} x}{3/4} \mathbb{R}^{\mathfrak{a} x} \mathbb{Q} GL \in \mathbb{R}^9 \mathbb{R}^{\mathfrak{a} x} \mathbb{Q}$$

$$\mathbb{Q} \frac{r \mathfrak{a} x}{z} \mathbb{R}^{\mathfrak{a} x} F \dot{r} \mathfrak{a} \mathfrak{st} \quad F \frac{r \ddot{r} \mathfrak{st}}{3/4} p L \in \mathbb{R}^9 \mathbb{R}^{\mathfrak{a} x} \mathbb{R}^{\mathfrak{a} t v w} L \text{ zr} \{ \mathfrak{a} v x : *;$$

### 3.3 Привод поздовжнього переміщення стола свердлувального верстата

Привод поздовжнього переміщення стола свердлувального верстата призначений для дискретного переміщення стола в задану позицію відповідно до опрацьованої комбінації керуючих сигналів двійкового коду.

На Рис.3.3 показана конструкція приводу поздовжнього переміщення стола свердлувального верстата.

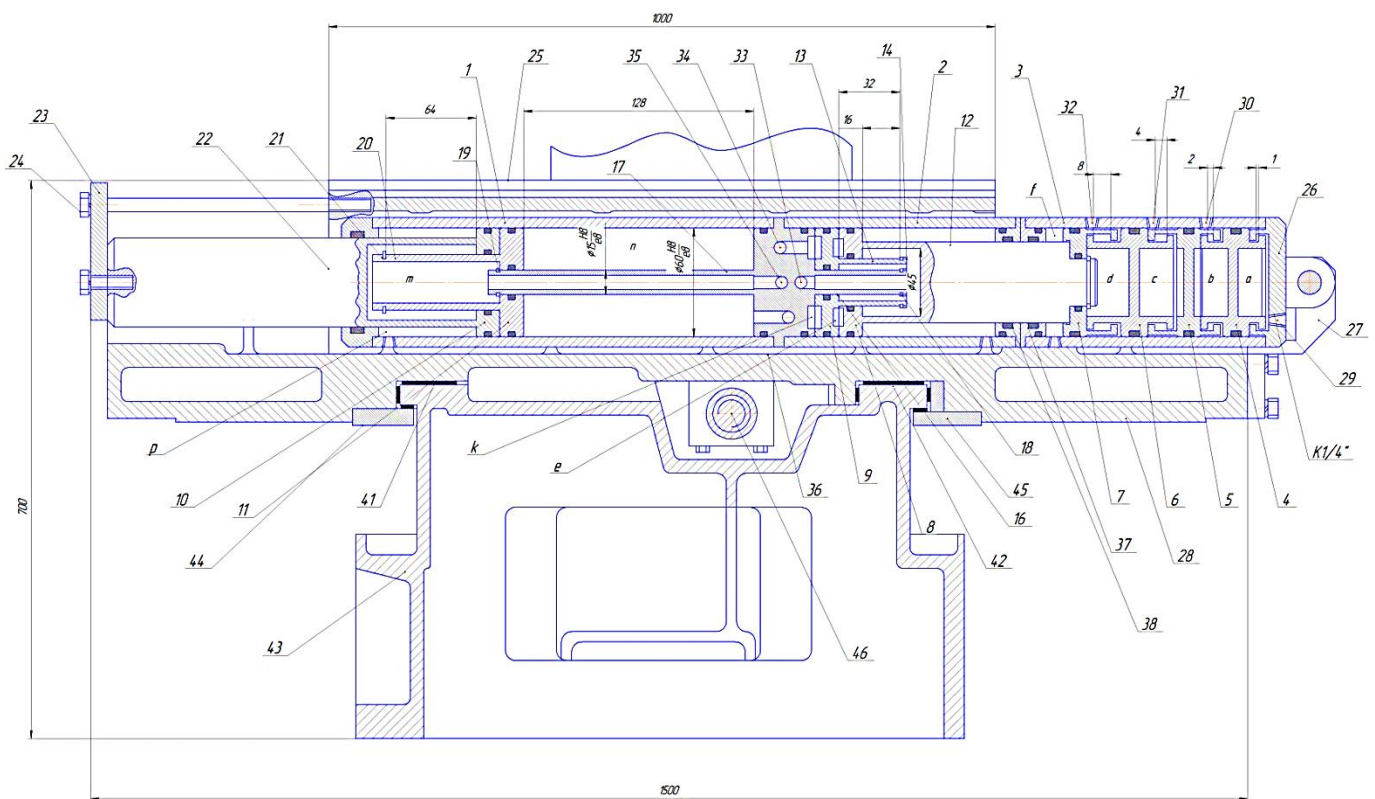


Рис.3.3 Привод поздовжнього переміщення стола свердлувального верстата

Привод поздовжнього переміщення стола свердлувального верстата складається з виконавчих пневмо-гідроциліндрів (гідроциліндрів) 1,2 і 3. В циліндрі 3 послідовно розміщені поршні молодших розрядів 4,5,6 і 7 з утворенням керуючих камер *a,b,c* і *d*. В циліндрі 2 розміщені розрядні поршні 8 і 9 з утворенням розрядних камер *e* і *k*. В циліндрі 1 розміщені поршні старших розрядів 10 і 11 з утворенням розрядних камер старших

розрядів  $m$  і  $n$ . Поршень 8 штоком 12 з'єднаний з розрядним поршнем 7. Поршень 9 з'єднаний зі штоком 13, на якому встановлено упорне кільце 14. Виконавчі циліндри 1 і 2 прикріплені жорстко до кришки 15 з хвостовиками 16 і 17, на яких установлені відповідно упорні кільця 18 і 19. На хвостовику 20 встановлено упорне кільце 21. Вихідний шток 22 цифрового двигуна прикріплено до води́ла 23, яке прикріплене гвинтами 24 до стола 25. Кришка 26 цифрового двигуна прикріплена кронштейном 27 до корпусу стола поперечного руху 28. В циліндрі 3 виконавчі канали живлення 29,30,31 і 32, по яким підводиться тиск живлення до розрядних камер  $a, b, c$  і  $d$ . До розрядних камер  $e, k, m$  і  $n$  тиск живлення підводиться відповідно по каналах 33,34,35 і 36. Кришка 37 прикріплена до циліндра 3, а кришка 38 прикріплена до циліндра 2. Стіл 25 установлений на напрямних 39,40 ( напрямна 40 на кресленні не показана ), які виконані на столі поперечного руху 28. Стіл поперечного руху 28 встановлений на напрямних 41 і 42 закріплених на станині 43. Для запобігання виникнення люфту по координаті  $z$  ( у вертикальній площині ) стіл 28 притискується до станини 43 за допомогою пластин 44 і 45. Стіл 28 приводиться в рух за допомогою штока 46 прикріпленого до поршня цифрового двигуна поперечного руху.

Принцип дії приводу поздовжнього переміщення стола полягає в наступному. У вихідному положенні тиск живлення підводиться до розрядної камери  $n$  від каналу 36, що відповідає кодовій комбінації 10000000. Під дією тиску у камері  $n$  поршень 11 переміщується ліворуч ( за кресленням ) на величину 128 мм. При цьому центр стола по координаті  $X$  знаходиться на одній прямій з віссю шпинделя ( свердла ). Кодовій комбінації керуючих сигналів, наприклад, 00000001 відповідає переміщення стола 25 на 1 мм ( тиск живлення при цьому подається тільки в камеру молодшого розряду  $a$  ). Кодовій комбінації керуючих сигналів 00000010 відповідає переміщення стола на величину 2 мм. При опрацюванні кодової комбінації керуючих сигналів, наприклад, 00000011 відповідає переміщення стола 25 на величину

3 мм, кодовій комбінації керуючих сигналів 00000100 відповідає переміщення стола на величину 4 мм, комбінації керуючих сигналів 00000111 відповідає переміщення стола на величину 7 мм і т.д..

Величина переміщення стола в залежності від опрацювання кодової комбінації керуючих сигналів може визначатися аналітично по формулі

$$L = \sum_{i=0}^{n-1} 2^i \cdot a_i$$

Де  $n$  - дискретність цифрового приводу двигуна;  $n$  - число розрядів приводу (поршнів);  $i$  - порядковий номер розрядного поршня;  $a_i$  - значуща цифра, яка приймає значення – «1», коли в  $i$ -ту камеру подається тиск живлення і значення – «0», коли  $i$ -та камера з'єднується з атмосферою.

Максимальна величина переміщення стола по координаті X визначається по формулі

$$L_{\max} = \sum_{i=0}^{n-1} 2^i \cdot F_s; L_{\min} = \sum_{i=0}^{n-1} 2^i \cdot F_s; L_{\text{twx}} = F_s; L_{\text{tww}} = \ddot{L};$$

Дискретність цифрового двигуна

$$\Delta L = \ddot{L}$$

Число позицій стола визначається по формулі

$$0 \leq L \leq L_{\text{twx}} \text{ (позицій)}$$

Зворотний рух вихідного штока цифрового двигуна здійснюється за рахунок тиску живлення, який постійно підводиться до камер  $p_1$  і  $f$ . При цьому ефективна площа на яку діє тиск в камерах  $p$  і  $f$  в два рази менше ефективної площі поршня зі сторони розрядної камери.

Таким чином, запропонований цифровий привод забезпечує переміщення стола по координаті X в діапазоні 250 мм з дискретністю 1 мм.

## Розділ 4. Привод осьової подачі шпинделя

### 4.1 Схема приводу осьової подачі шпинделя свердлувального верстата

На Рис.4.1 представлена принципова схема приводу осьової подачі шпинделя свердлувального верстата.

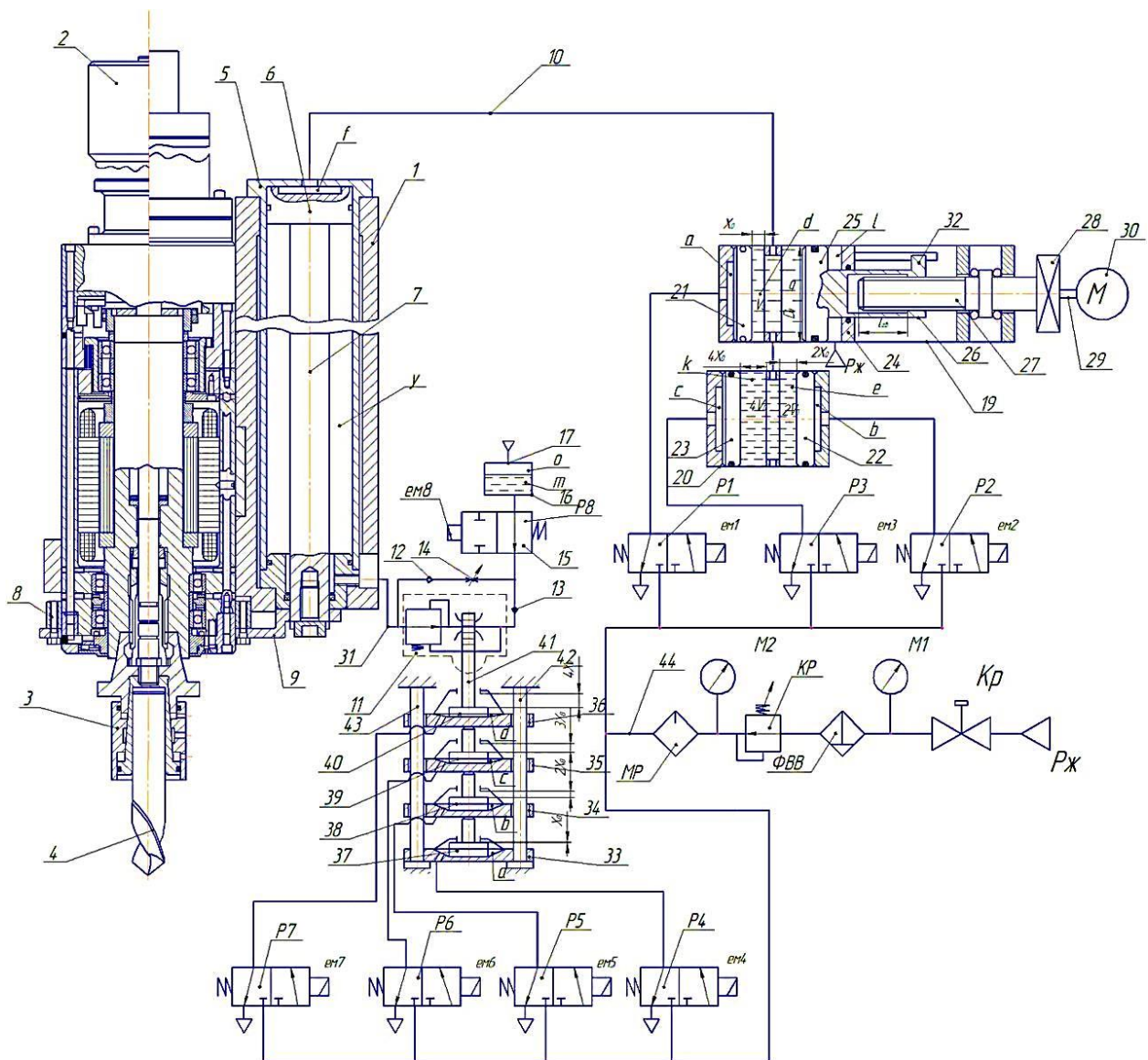


Рис.4.1 Схема приводу осьового переміщення мотор-шпинделя свердлувального верстата.

Схема приводу осьового переміщення мотор-шпинделя свердлувального верстата складається з корпусу 1, в якому рухомо в осьовому напрямку розміщений мотор-шпиндель 2, в якому закріплений затискний патрон 3 зі свердлом 4. В корпусі 1 також закріплений пневматичний циліндр 5 з поршнем 6 і штоком 7. Фланець мотор-шпинделя 8 і шток 7 пневмоциліндра 5 жорстко закріплені кронштейном 9. Поршнева камера  $f$  циліндра 5 з'єднана з вихідним каналом 10 об'ємного гідравлічного дозатора. Гідравлічний об'ємний дозатор виконаний у вигляді циліндрів 19 і 20, в яких розміщені розрядні поршні 21, 22 і 23. В циліндрі 19 розміщений також додатковий поршень 25 зі штоком 26, який утворюють герметичну гідравлічну камеру  $l$ . В штоці 26 виконана різьба, в яку вгвинчений гвинт 27, який муфтою 28 з'єднаний з вихідним валом 29 електричного крокового двигуна 30. Розміщені в циліндрах 19 і 20 розрядні поршні 21, 22 і 23 утворюють пневматичні камери  $a, b \cdot c$  гідравлічні камери  $d, e \cdot k$ . До пневматичних камер  $a, b \cdot c$  підводиться відповідно тиск живлення від розрядних розподільників P1, P2 і P3 тиск живлення до яких підводиться по каналу 44 від блоку підготовки повітря. Блок підготовки повітря складається з краном КР, фільтра вологовідокремлювача ФВВ, редукційного клапана КР і масло розпилювача МР. Тиск живлення в пневмосистемі налаштовується і контролюється манометрами М1 і М2.

Штокова гідравлічна камера  $y$  з'єднана каналом 31 з вхідним каналом регулятора витрати рідини 11 і вихідним каналом зворотного клапана 12 через дросель сполучений з вихідним каналом розподільника P8 і вихідним каналом регулятора витрати рідини 11. Вхідний канал розподільника P8 з'єднаний з вихідним каналом акумулятора 16. Дроселем регулятора потоку 14 керує через передачу шестерня-рейка мембранний цифровий двигун, який виконаний у вигляді послідовно розміщених мембранних блоків 33, 34, 35 і 36 з ходами жорстких центрів 37, 38, 39 і 40 відповідно рівними  $t, t_4, u, u_4$  і  $u_4$ . Жорсткий центр мембрани старшого розряду 40 з'єднаний зі зубчастою

рейкою 41, яка зчіплюється з шестернею, (на рис. не показана) закріпленою на дроселі регулятора потоку рідини 14. Мембранні блоки 33, 34, 35 і 36 розміщені з можливістю руху на напрямних 42 і 43. Тиск живлення до розрядних камер мембранних блоків підводиться відповідно від пневматичних розподільників Р4, Р5, Р6 і Р7. Зворотний рух жорстких центрів мембран зі штоками здійснюється за рахунок тиску живлення, який постійно підводиться в штокові камери. Вхідні канали розподільників Р4, Р5, Р6 і Р7 запитані від каналу 44 блока підготовки повітря.

Принцип дії приводу осьової подачі шпинделя свердлувального верстата полягає в наступному. У вихідному положенні всі електромагніти ем1-ем8 розподільників Р1-Р8 знеструмлені, при цьому всі розрядні камери *a*, *b*, *c* гідравлічних дозаторів і розрядні камери мембранних приводів з'єднані з атмосферою. Тиск живлення підведений до пневмогідравлічного акумулятора 16, до штокових камер мембранних приводів і до камери *l* циліндра 19. Під дією тиску рідина із камери *m* акумулятора 16 через розподільник Р8, дросель 14, зворотний клапан 12 і канал 31 поступає в камеру у циліндра 5. При цьому поршень 6 циліндра 5 зі штоком 7 і мотор-шпинделем 2 переміщуються у верхнє крайнє положення. При переміщенні поршня 6 у верхнє положення рідина зі поршневої камери поступає в канал 10 гідравлічного дозатора, при цьому розрядні поршні 21, 22 і 23 гідравлічних дозаторів переміщуються у вихідне положення.

Розглянемо роботу приводу при опрацюванні керуючих сигналів, які подаються на розподільники Р1, Р2 і Р3 і на електричний кроковий двигун 30. Сигнали керування подаються у вигляді напруги (струму) на електромагніти ем1, ем2 і ем3 розподільників Р1, Р2 і Р3 і на обмотки ЕКД.

Кодовій комбінації керуючих сигналів 000 ( всі електромагніти ем1, ем2 і ем3 знеструмлені) відповідає нулеве переміщення штока 7 з мотор-шпинделем 2 (свердла 4). При цьому камери *a*, *b*, *c* гідравлічних дозаторів



з'єднані через розподільники з атмосферою. При опрацюванні комбінації керуючих сигналів 001 (подається напруга на електромагніт ем1 розподільника Р1) розподільник Р1 перемикається ліворуч (за кресленням) і повітря під тиском від нього поступає в розрядну камеру *a*. Під дією цього тиску поршень 21 рухається праворуч і витісняє рідину об'ємом в поршневу камеру циліндра 5. При цьому вихідний шток 7 з мотор-шпинделем 2 переміщуються вниз на величину

$$x_4 \leq L \frac{v R_4}{\pi R_0^2} L \frac{v R_4 R_5^2}{\pi R_0^2 R_6} R_4 \leq L \frac{R_5^2}{R_0^2} R_4$$

де  $R_4$  і  $R_5$  - відповідно діаметри поршня циліндра дозатора і діаметри поршня циліндра 5.

При опрацювання, наприклад, кодової комбінації керуючих сигналів 010 (подається напруга на електромагніт ем2 розподільника Р2) повітря під тиском підводиться до камери *b* при цьому поршень 22 переміщується ліворуч і витісняє рідину об'ємом із камери *e* в поршневу камеру циліндра 5. При цьому поршень 6 зі штоком 7 і мотор-шпинделем 2 рухаються вниз на величину

$$t \leq L t \frac{R_5^2}{R_0^2} R_4$$

Кодовій комбінації керуючих сигналів 011 (напруга одночасно подається на електромагніти ем1 і ем2 розподільників Р1 і Р2) відповідає переміщення шпинделя на величину

$$u \leq L u \frac{R_5^2}{R_0^2} R_4 \hat{C}_a$$

Таким чином кожній комбінації керуючих сигналів відповідає конкретна величина переміщення шпинделя.



В процесі переміщення додаткового поршня 25 підводиться рідина з камери 9 витісняється в поршневу камеру циліндра 5, при цьому вихідний шток 7 з мотор-шпинделем 2 переміщуються вниз на величину

$$z_4 \leq L \frac{d_1^6}{d_0^6} \frac{z_1}{u_{x1}} \frac{P_A}{P_A} \frac{1}{\alpha}$$

де  $d_1$  - діаметр додаткового поршня 25.

При опрацюванні імпульсів шток 7 з мотор-шпинделем 2 переміщуються вниз на величину

$$J_{\text{ш}} = L \frac{u_{x1}}{z_1 \frac{P_A}{P_A}} \frac{H_A}{H_A} \frac{1}{\alpha}$$

де  $J_{\text{ш}}$  - довжина робочої частини гвинта 27.

При одночасному опрацюванні керуючих сигналів як гідро дозаторами, так і ЕКД величина переміщення вихідного штока 7 з мотор-шпинделем 2 визначається по залежності

$$z_0 \leq L \leq E \leq L \frac{d_C^6}{d_0^6} \frac{1}{4} \frac{d_1^6}{d_0^6} t \frac{1}{u_5} \frac{1}{u_5} E \frac{d_1^6}{d_0^6} \frac{z_1}{u_{x1}} \frac{P_A}{P_A} \frac{1}{\alpha} \frac{1}{\alpha}$$

Максимальна величина переміщення свердла 4 визначається по залежності

$$z_0 \leq L \leq E \leq L \frac{d_C^6}{d_0^6} \frac{1}{4} \frac{1}{t} \frac{d_1^6}{d_0^6} F s; E \frac{d_1^6}{d_0^6} \frac{z_1}{u_{x1}} \frac{P_A}{P_A} \frac{1}{\alpha} \frac{1}{\alpha}$$

Число позицій мотор-шпинделя 2

$$z_0 \leq L \frac{z_0}{z_4} \leq L \frac{d_C^6}{d_0^6} \frac{1}{4} \frac{1}{t} \frac{d_1^6}{d_0^6} F s; \frac{1}{u_{x1}} \frac{1}{\alpha}$$

При переміщенні свердла 4 вниз його швидкість регулюється регулятором витрати рідини 11. При переміщенні мотор-шпинделя 2 в верх його швидкість регулюється дроселем 14.

Регулювання робочої швидкості (подачі) руху мотор-шпинделя 2 в автоматичному режимі регулюється цифровим мембранним приводом, вихідний шток якого через передачу рейка-шестерня кінематично сполучений з дроселем.

Розглянемо зміну прохідного перерізу дроселя в залежності від опрацювання кодової комбінації керуючих сигналів цифровим мембранним приводом. Так, наприклад, кодовій комбінації керуючих сигналів, що подаються на цифровий мембранний привод 0000 відповідає площа прохідного перерізу дроселя . Кодовій комбінації керуючих сигналів 0001 (тиск живлення подається тільки до камери мембранного блоку 33) відповідає величина перерізу . Кодовій комбінації керуючих сигналів 0010 (тиск живлення подається до камери

мембранного блоку 34) відповідає величина прохідного перерізу дроселя . Комбінації керуючих сигналів 0011 (тиск живлення подається в камери і ) відповідає величина прохідного перерізу дроселя і т. д..

В загальному випадку величину прохідного перерізу дроселя в залежності від опрацювання кодової комбінації керуючих сигналів мембранним цифровим двигуном аналогічно визначається по залежності

$$V_i = V_0 \cdot \prod_{j=1}^n \left( \frac{V_j}{V_0} \right)^{a_{ij}}$$

де  $n$  - число розрядів мембранного цифрового двигуна;  $i$ -порядковий номер мембранного блоку;  $V_j$  - значуща цифра, яка приймає значення «1» якщо до  $i$ -ої камери тиск живлення, в  $i$ -ту камеру дозатора і значення - «0» , коли  $i$ -та камера з'єднується з атмосферою.

Максимальна величина прохідного перерізу дроселя регулятора потоку рідини

$$B_d = L B_t @ t^{\acute{a}i} F s ; \acute{a}$$

де - число розрядів мембранного цифрового двигуна.

Число подач мотор-шпинделя

$$0_i = L t^{\acute{a}i} \ddot{a}$$

Залежність площі прохідного перерізу дроселя від опрацьованої кодової комбінації керуючих сигналів мембранного цифрового двигуна може бути представлена таблично.

Табл. 4.1

№ n/n	@ <sub>5</sub>	? <sub>5</sub>	> <sub>5</sub>	= <sub>5</sub>	f
0	0	0	0	0	0
1	0	0	0	1	B <sub>t</sub>
2	0	0	1	0	t B <sub>t</sub>
3	0	0	1	1	uB <sub>t</sub>
4	0	1	0	0	vB <sub>t</sub>
⋮	⋮	⋮	⋮	⋮	⋮
14	1	1	1	0	sv B <sub>t</sub>
15	1	1	1	1	swB <sub>t</sub>

Таким чином запропонований привод осьової подачі мотор-шпинделя свердлувального верстата в автоматичному режимі забезпечує зміну як величини переміщення мотор-шпинделя, так і задану робочу швидкість (подачу). Все це значно підвищує автоматизацію процесу обробки деталей на

верстаті. При цьому спосіб керування верстатом відрізняється надійністю, простотою і точністю позиціонування мотор-шпинделя.

## 4.2 Привод подачі і осьового переміщення інструмента

На Рис.4.2 показана конструкція приводу подачі і осьового переміщення інструмента (свердла).

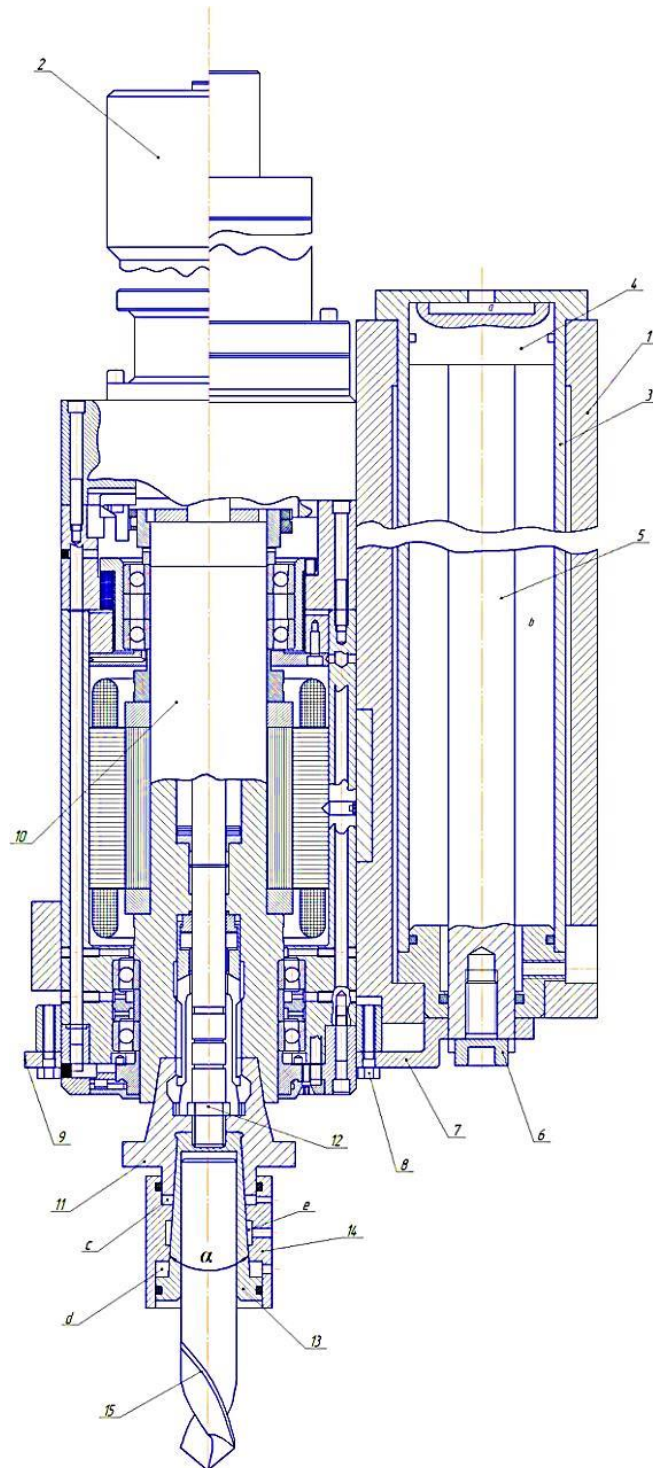


Рис.4.2 Привод подачі і осьового переміщення інструмента

Привод подачі і осьового переміщення інструмента складається з корпусу 1, в якому з можливістю осьового переміщення розміщений мотор шпиндель 2 і закріплений виконавчий циліндр 3. В циліндрі 3 з утворенням пневматичної камери  $a$  і гідравлічної камери  $b$  розміщені поршень 4 зі штоком 5. До штока 5 гвинтом 6 прикріплений кронштейн 7, який гвинтами 8 прикріплений до фланця 9 мотор-шпинделя 2. В шпинделі 10 мотор-шпинделя 2 закріплений хвостовик 11 затискного патрона. Затискний трикамерний патрон складається з хвостовика 11, до якого гвинтом 12 прикріплена тонкостінна пружна затискна втулка 13. Тонкостінна затискна втулка 13 по конічній поверхні з кутом  $\alpha$  спряжена з конічною поверхнею рухомої втулки 14. Хвостовик 11, затискна втулка 13 і рухома втулка 14 утворюють торцеві робочі камери  $c$  і  $d$  і радіальну камеру  $e$ . в отворі затискної втулки 13 розміщений циліндричний хвостовик свердла 15.

Принцип дії приводу полягає в наступному. Хвостовик 11 патрона встановлюється і закріплюється в конічній розточці шпинделя 10. Після чого в отвір затискної втулки 13 встановлюється циліндричний хвостовик інструмента 15 і від насоса (насос на рисунку не показаний) одночасно подається тиск живлення в камери  $c$  і  $d$  – а камера  $d$  з'єднується зі зливом. Під дією тиску в камері  $c$  рухома втулка 14 рухається вниз (за кресленням) відносно затискної втулки 13 і стискує її в радіальному напрямку, що призводить до радіального затиску хвостовика свердла 15. Одночасно з цим за рахунок тиску в радіальній камері  $e$  рухома втулка 14 відтискується в радіальному напрямку від втулки 13, що значно полегшує натяг втулки 14 на втулку 13. Після з'єднання камери  $c$  і  $d$  зі зливом зусилля затиску визначається як величиною переміщення втулки 14 відносно втулки 13, так і додатковим радіальним зусиллям від втулки 14 після з'єднання камери зі зливом. Розтиск хвостовика свердла відбувається аналогічно з тією ж різницею, що тиск живлення від насоса одночасно підводиться до камер  $d$  і  $e$ . При цьому під дією тиску в камері  $e$  рухома втулка відтісняється від



втулки 13 в радіальному напрямку, а під дією тиску в камері  $d$  - рухається вгору (за кресленням), що призводить до розтиску хвостовика свердла 15.

Дослідження проведені з трикамерними патронами показали, що в них зменшується робочий тиск на 40-50% при забезпеченні заданого зусилля затиску-розтиску.

### 4.3 Цифровий привод регулятора потоку рідини

Цифровий привод регулятора потоку призначений для дискретного регулювання витрати рідини.

Регулятор потоку рідини призначений для підтримання постійної витрати рідини незалежно від зміни тисків в його вхідному чи вихідному каналу.

На Рис.4.3 показаний цифровий привод регулятора потоку рідини.

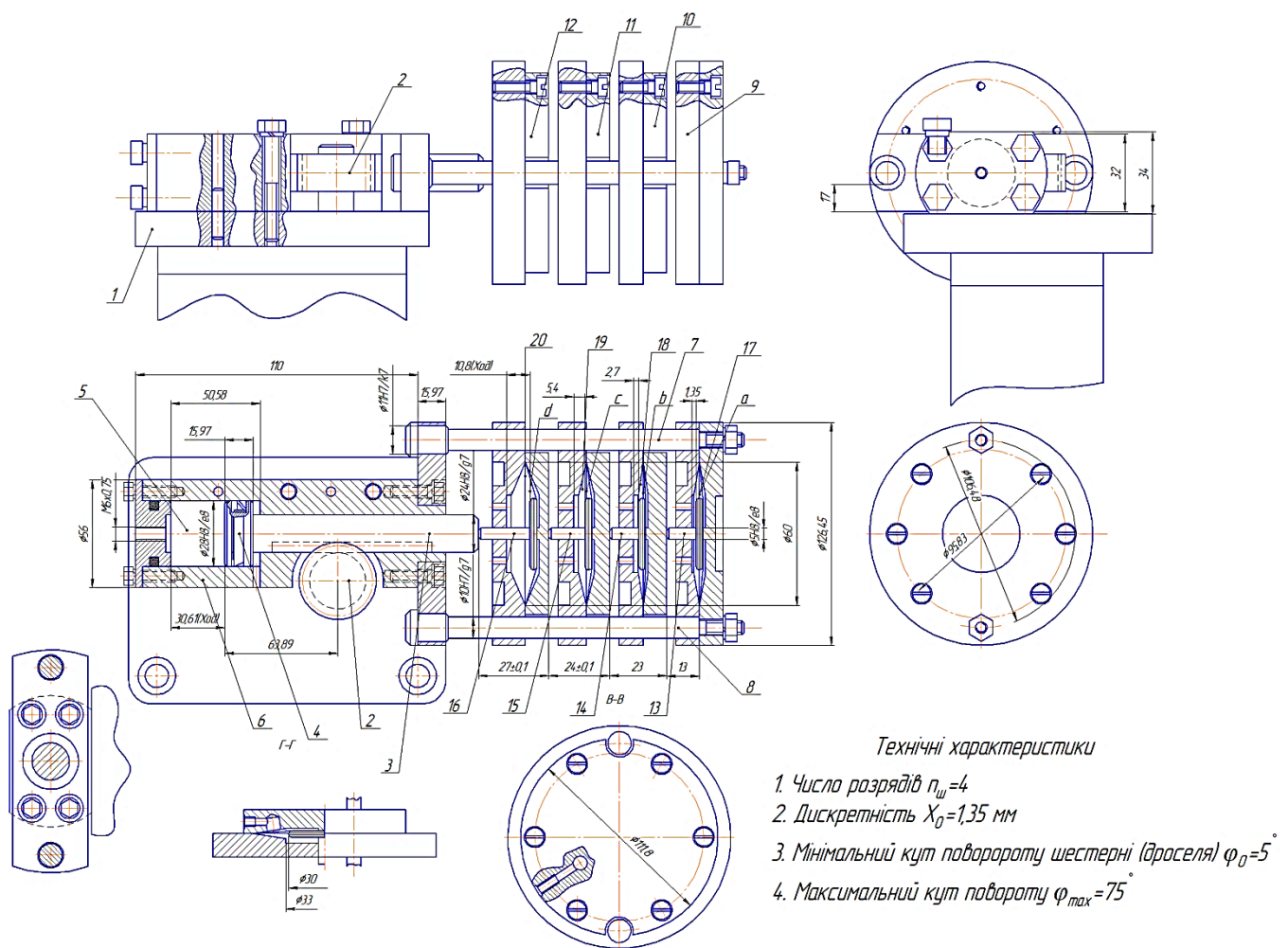


Рис.4.3 Цифровий привод регулятора потоку рідини

Цифровий привод регулятора потоку рідини складається з регулятора потоку рідини 1, шестерня 2 якого входить в зчеплення зі зубчастою рейкою 3. Зубчаста рейка 3 прикріплена до поршня 4, який розміщений в камері 5 циліндра 6. Зубчаста рейка 3 взаємодіє в осьовому напрямку з вихідним

штоком цифрового мембранного двигуна який виконаний у вигляді послідовного розміщених на напрямних 7 і 8 мембранних розрядних приводів 9, 10, 11 і 12 з величинами переміщення їх жорстких центрів зі штоками 13, 14, 15 і 16 відповідно на величини 1,35; 2,7; 5,4 і 10,8 мм. Мембрани 17, 18, 19 і 20 утворюють розрядні пневматичні камери  $a, b, c \cdot d$ .

Принцип дії цифрового приводу регулятора потоку полягає в наступному. У вихідному положенні розрядні пневматичні камери  $a, b, c \cdot d$  з'єднані з атмосферою, а до камери 5 циліндра 6 підведений тиск живлення. Під дією тиску в камері 5 всі жорсткі центри зі штоками 13, 14, 15 і 16 знаходяться в правому крайньому положенні. Шестерня 2 регулятора потоку теж в цьому випадку знаходиться у вихідному положенні. При опрацюванні, наприклад, кодової комбінації керуючих сигналів цифровим двигуном 0001 (тиск живлення підводиться тільки до камери молодшого розряду  $a$ ) жорсткий центр зі штоком 13 мембранного приводу 9 переміщується ліворуч на величину 1,35 мм. При цьому шестерня 2 регулятора потоку повертається на кут  $\alpha$ . При опрацюванні кодової комбінації 0010 (тиск живлення підводиться до камери  $b$ ) вихідний шток 14 мембранного приводу 10 переміщується ліворуч на величину 2,7 мм при цьому шестерня 2 повертається на кут  $2\alpha$ . Кодовій комбінації керуючих сигналів 0011 (тиск живлення одночасно підводиться до камер  $a$  і  $b$  мембранних приводів) відповідає переміщення з зубчастої рейки 3 на величину  $4,05$  мм і поворот шестерні 2 на кут  $3\alpha$ . Кодовій комбінації керуючих сигналів 0100 (тиск живлення підвищується тільки до камери  $c$  мембранного приводу 11) відповідає переміщення зубчастої рейки ліворуч на величину  $v_4$  і повороту шестерні 2 на кут  $4\alpha$  і т. д.. Таким чином, кожні комбінації керуючих сигналів відповідає конкретна величина повороту шестерні 2. При з'єднанні розрядних камер з атмосферою всі жорсткі центри мембран і шестерня 2 під дією постійно підведеного до камери 5 циліндра 6 повертається у вихідне положення. Оскільки шестерня 2 закріплена на валу щілового дроселя (на

рис. дросель не показані) регулятора потоку кожній комбінації керуючих сигналів відповідає певний прохідний переріз дроселя, яким визначається величина витрат рідини.

Число позицій рейки 3 визначається по залежності

$$0_{\bar{a}} L t^{\bar{a}} \bar{a}$$

де n-число розрядних камер мембранних приводів.

Аналогічно число позицій шестерні 2 теж дорівнює

Мінімальний кут повороту шестерні 2 визначається по залежності

$$\hat{1}_4 L \frac{uxr^1}{\bar{e} \otimes \otimes} \otimes_4 \bar{a}$$

де  $D$ - дільний діаметр шестерні 2,  $\bar{e}$  - дискретність мембранного цифрового двигуна (переміщення жорсткого центра молодшого розряда)

Максимальний кут повороту шестерні 2 (вала дроселя) визначається по формулі

$$\hat{1}_{\otimes} L \hat{1}_4 : t^{\bar{a}} F s ; \bar{a}$$

Прохідний переріз дросельної щілини регулятора потоку визначається по залежності

$$B L \frac{\bar{e} \otimes}{\bar{e}} \otimes \otimes \bar{a}$$

де  $B$  - діаметр щілини дроселя;  $\bar{e}$  - ширина щілини дроселя ;  $X$ -переміщення рейки 3.

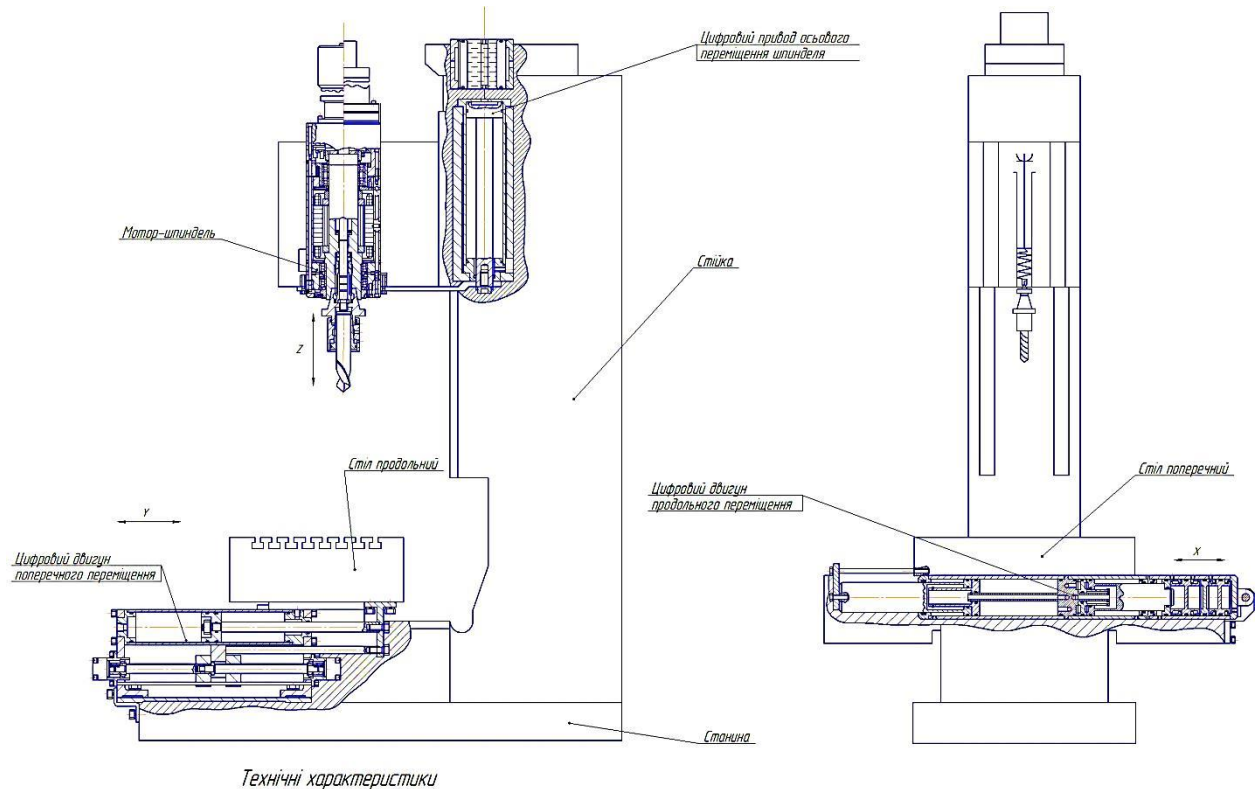
Переміщення рейки 3 визначається по залежності

$$: L :_4 \hat{1} \bar{a} > \bar{e} \otimes \bar{e}^5 \bar{a}$$

де  $F$ - ефективна площа поршня зі сторони штока.

## 5.Загальний вигляд вертикально-свердлувального верстата

На Рис.5 показана компоновка вертикально-свердлувального верстату



- Технічні характеристики
1. Число позицій по координаті Z:  $N_z=25600$  ; дискретність  $\Delta Z=0,01$  (мм); максимальна величина переміщення  $l_{\text{max}}=256$  (мм)
  2. Число позицій по координаті Y:  $N_y=25000$  ; дискретність  $\Delta Y=0,02$  (мм); максимальна величина переміщення  $l_{\text{max}}=250$  (мм)
  3. Число позицій по координаті X:  $N_x=256$  ; дискретність  $\Delta X=1$  (мм); максимальна величина переміщення  $l_{\text{max}}=255$  (мм)

Рис.5 Загальний вигляд вертикально-свердлувального верстата

Загальний вигляд верстата включає наступні вузли : станина, стійка, поздовжній і поперечний столи, а також приводи поперечного і поздовжнього переміщення і мотор шпиндель з його приводом осьового переміщення.

Технічні характеристики верстата

1. Число позицій мотор-шпинделя по координаті Z :  $N=25600$  ;

Дискретність  $\Delta Z=0,01$  (мм);

Максимальна величина переміщення свердла  $l_{\text{max}}=256$  (мм)

2. Число позицій поперечного стола по координаті Y :  $N=25000$  ;

Дискретність  $\Delta Y=0,02$ (мм);

Максимальна величина переміщення стола  $l_{\max}=250$  (мм)

3. Число позицій поздовжнього стола по координаті X :  $N=256$  ;

Дискретність  $\Delta X=1$  (мм);

Максимальна величина переміщення стола  $l_{\max}=255$  (мм)

Число подач – 16

Мінімальна швидкість подачі - 3,75 мм/хв

Максимальна швидкість подачі - 60мм/хв





де  $V_4$  – об’єм рідини дозатора молодшого розряду;  $d_4$  – діаметр поршня виконавчого циліндра.

Максимальна величина переміщення свердла 4 при опрацюванні сигналів керування гідравлічними об’ємними дозаторами визначається по залежності

$$V_4 = L \cdot V_4 : t^{\alpha_0} F s ; ,$$

де  $V_4$  – мінімальна величина переміщення мотор-шпинделя 2 (свердла 4) при подачі тиску живлення тільки в камеру а молодшого розряду дозатора;  $n$  – число гідравлічних дозаторів.

Величина дискретного переміщення мотор-шпинделя 2 (свердла 4) при опрацюванні одного керуючого імпульсу електричним кроковим двигуном 30 визначається за формулою

$$V_4 = L \cdot \frac{d_4^2}{d_5^2} \cdot \frac{P_4}{7.41} \cdot P_4,$$

де  $d_5$  – діаметр додаткового поршня 25;  $\alpha_0$  – мінімальний кут повороту вихідного вала 29 електричного крокового двигуна 30 при опрацюванні одного електричного імпульсу;  $\tau$  – крок гвинта 27.

Величина переміщення шпинделя при одночасній подачі керуючих сигналів як на гідравлічні дозатори, так і на обмотки електричного крокового двигуна 30 визначається по залежності

$$V_L = V_4 \cdot \tilde{A}_{\tilde{U}5}^{\alpha_0} \cdot \tilde{U}^5 \cdot G \cdot \frac{d_4^2}{d_5^2} \cdot \frac{P_4}{7.41} \cdot P_4 \cdot J_{\tilde{t}} ,$$

де  $\tilde{t}$  – значуща цифра, яка приймає значення – «1» при підведенні тиску живлення до  $i$  – тої камери дозатора, значення – «0», якщо  $i$  – та камера дозатора з’єднується з атмосферою;  $i$  – порядковий номер об’ємного дозатора;  $n$  – число опрацьованих імпульсів електричним кроковим двигуном 30.

Максимальна величина переміщення мотор-шпинделя 2 (свердла 4) визначається по залежності

$$V_{\text{ш}} = L V_4 : t^{\text{а}} \cdot F \cdot s ; E \frac{1/20}{1/2_{\text{а}}} \cdot \frac{P_{\text{ш}}}{7:4^1} J_{\text{ш}} \cdot \text{ш} ;$$

де — максимальне число імпульсів, які можуть бути подані на електричний кроковий двигун 30.

Максимальне число імпульсів, що подається на електричний кроковий двигун:

$$J_{\text{ш}} \cdot \text{ш} = L \frac{B_{\text{ш}}}{i \cdot i},$$

де — довжина робочої частини гвинта 27.

Число позицій мотор-шпинделя 2 (свердла 4) визначається по залежності —, якщо прийняти , а  $H_{\text{ш}} = L V_4$ , то число позицій мотор-шпинделя 2 зі свердлом 4 визначається по залежності:

$$O = L \frac{i \cdot \text{ш} : 4^1}{i \cdot \text{ш}}.$$

Максимальна величина переміщення мотор-шпинделя:

$$V_{\text{ш}} = L V_4 \cdot \text{ш}^{\text{а}}.$$

Число позицій рейки визначається по залежності

$$O_{\text{а}} = L \cdot t^{\text{а}} \cdot \text{а}$$

де n-число розрядних камер мембранних приводів.

Аналогічно число позицій шестерні теж дорівнює

Мінімальний кут повороту шестерні визначається по залежності

### Максимальна величина прохідного перерізу дроселя

$$Q_{\text{д}} = \frac{Q_{\text{д}}}{Q_{\text{д}}} \cdot \frac{Q_{\text{д}}}{Q_{\text{д}}} \cdot \frac{Q_{\text{д}}}{Q_{\text{д}}} \cdot \frac{Q_{\text{д}}}{Q_{\text{д}}} \cdot \frac{Q_{\text{д}}}{Q_{\text{д}}} \cdot \frac{Q_{\text{д}}}{Q_{\text{д}}} \cdot \frac{Q_{\text{д}}}{Q_{\text{д}}} \cdot \frac{Q_{\text{д}}}{Q_{\text{д}}} \cdot \frac{Q_{\text{д}}}{Q_{\text{д}}} \cdot \frac{Q_{\text{д}}}{Q_{\text{д}}}$$

Величина прохідного перерізу дроселя в залежності від опрацьованої кодової комбінації керуючих сигналів визначається по залежності

$$B_L = \frac{Q_{\text{д}}}{Q_{\text{д}}} \cdot \frac{Q_{\text{д}}}{Q_{\text{д}}} \cdot \frac{Q_{\text{д}}}{Q_{\text{д}}} \cdot \frac{Q_{\text{д}}}{Q_{\text{д}}} \cdot \frac{Q_{\text{д}}}{Q_{\text{д}}} \cdot \frac{Q_{\text{д}}}{Q_{\text{д}}} \cdot \frac{Q_{\text{д}}}{Q_{\text{д}}} \cdot \frac{Q_{\text{д}}}{Q_{\text{д}}} \cdot \frac{Q_{\text{д}}}{Q_{\text{д}}} \cdot \frac{Q_{\text{д}}}{Q_{\text{д}}}$$

Витрати рідини регулятора потоку визначається по залежності

$$Q_{\text{д}} = L \cdot \frac{Q_{\text{д}}}{Q_{\text{д}}} \cdot \frac{Q_{\text{д}}}{Q_{\text{д}}} \cdot \frac{Q_{\text{д}}}{Q_{\text{д}}} \cdot \frac{Q_{\text{д}}}{Q_{\text{д}}} \cdot \frac{Q_{\text{д}}}{Q_{\text{д}}} \cdot \frac{Q_{\text{д}}}{Q_{\text{д}}} \cdot \frac{Q_{\text{д}}}{Q_{\text{д}}} \cdot \frac{Q_{\text{д}}}{Q_{\text{д}}} \cdot \frac{Q_{\text{д}}}{Q_{\text{д}}} \cdot \frac{Q_{\text{д}}}{Q_{\text{д}}}$$

Знаючи ефективну площу поршня гідроциліндра осьового переміщення шпинделя швидкість його штока визначається по формулі

$$R_{\text{д}} = L \cdot \frac{Q_{\text{д}}}{Q_{\text{д}}} \cdot \frac{Q_{\text{д}}}{Q_{\text{д}}} \cdot \frac{Q_{\text{д}}}{Q_{\text{д}}} \cdot \frac{Q_{\text{д}}}{Q_{\text{д}}} \cdot \frac{Q_{\text{д}}}{Q_{\text{д}}} \cdot \frac{Q_{\text{д}}}{Q_{\text{д}}} \cdot \frac{Q_{\text{д}}}{Q_{\text{д}}} \cdot \frac{Q_{\text{д}}}{Q_{\text{д}}} \cdot \frac{Q_{\text{д}}}{Q_{\text{д}}} \cdot \frac{Q_{\text{д}}}{Q_{\text{д}}}$$

де F- ефективна площа поршня зі сторони штока.

## 7. Розробка стартап проекту

Розділ має на меті проведення маркетингового аналізу стартап проекту задля визначення принципової можливості його ринкового впровадження та можливих напрямів реалізації цього впровадження. Проведення маркетингового аналізу передбачає виконання нижченаведених кроків.

Опис ідеї проекту (технології)

В межах підпункту можливо проаналізувати:

- f* зміст ідеї (що пропонується);
- f* можливі напрямки застосування;
- f* основні вигоди, що може отримати користувач товару (за кожним напрямком застосування);
- f* чим відрізняється від існуючих аналогів та замінників;

Перші три пункти дають цілісне уявлення про зміст ідеї та можливі базові потенційні ринки, в межах яких потрібно шукати групи потенційних клієнтів (табл. 1).

Таблиця 1. Опис ідеї стартап проекту

Afkl€	GZijfdbazklhkmZggy	б]hбёydhьpklmZqZ
Свердлувальний верстат, оснащений високо обертовим приводом і цифровим приводом подачі шпинделя	стосування в машинобудуванні, а саме в свердлувальних верстатах	Технологічність за помірну ціну собівартості
	стосування в фрезерних та розточувальних верстатах	Технологічність та точність позиціонування з дискретою переміщення в 1 мм
	стосування в приводах головного руху металооброблювальних верстатів	Простота регулювання та застосування даних приводів на металооброблюваних верстатах

1.2 Аналіз потенційних техніко-економічних переваг ідеї (чим відрізняється від існуючих аналогів та замінників) порівняно із пропозиціями конкурентів передбачає:

Таблиця 2. – Визначення сильних, слабких та нейтральних характеристик ідеї проекту.

< i i	bgedh - dhghfeg• oZZdlbk lbdb€	ihlgpeg• lhZbdhgpipe dhgdmgl				W keZ[dZ klhjhZ	N gclZ evgZ klhjh Z	S kbevgZ klhjhZ
		Fe ihdl	Dhgdmj gl	Dhgdmj gl	Dhgdm - gl			
1.	Зменшення габаритів	Цифровий привід подачі шпинделя	Baykal	Gasparini	Federhen	Процес переобладнання	Швидкість роботи	Меньші розміри
2.	Швидкість спрацювання	Цифровий привід подачі шпинделя	Baykal	Gasparini	Federhen	Залежить від комплектацію допоміжного обладнання	Управління за допомогою контролера	Собіварті
3.	Енергоефективність	Цифровий привід подачі шпинделя	Baykal	Gasparini	Federhen	При великих діапазонів роботи великі втрати енергії на допоміжне обладнання	Малі габарити обладнання і самого приводу	Низьке енергоспоживання

Хоча в Україні подібні технології не розробляються. Зробили аналіз з аналогами зарубіжних країн.

## 2. Технологічний аудит ідеї проекту.

В межах даного підрозділу проводимо аудит технології за допомогою якого можемо реалізувати ідею проекту.

Визначення технологічної здійсненності ідеї проекту передбачає аналіз таких складових (табл. 3):

- f* за якою технологією буде виготовлено товар згідно ідеї проекту?
- f* чи існують такі технології, чи їх потрібно розробити/добробити?
- f* чи доступні такі технології авторам проекту?

Таблиця 3. Технологічна здійсненність ідеї проекту:

< ii	lŷ iŋd̲lm	h̲gheh]€ ŷeaZp€	GZyḡklv logheh]e	h̲klmigklv logheh]e
		Технологія 1 (технологія виготовлення товару, надання послуги)	Чи вони наявні, або ж необхідно їх розробити/добробити?	Чи вони доступні авторам проекту?
1	Цифровий привід подачі шпинделя	Виготовлення деталей вузлів, купівля електромагнітних розподільників і обладнання для регулювання і подачі тиску живлення в потрібні камери	Наявні розробки з цифровими приводами	Доступність всієї інформації для її розробки
2.	Числове програмне керування	Купівля	Навчання ЧПК командам, та відпрацювання їх	Доступні
Обрана технологія реалізації ідеї проекту: Є вся інформація та доступне все обладнання та ресурси для її виготовлення				

Після аудиту технології можемо зробити висновок, що в плані розробки, виготовлення та купівлі деяких деталей є можливість виготовити дану технологічну розробку. Недоступної інформації не використовується. Не

порушується авторські права. Шлях для виготовлення: купівля числового програмного керування та програмування його під цифровий привід, який виготовлено на заводі.

Аналіз ринкових можливостей для запуску стартап-проекту.

Визначення ринкових можливостей, які можна використати під час ринкового впровадження проекту, та ринкових загроз, які можуть перешкодити реалізації проекту, дозволяє спланувати напрями розвитку проекту із урахуванням стану ринкового середовища, потреб потенційних клієнтів та пропозицій проектів-конкурентів.

Проводимо аналіз попиту: наявність попиту, обсяг, динаміка розвитку ринку (табл. 4).

Таблиця 4. Попередня характеристика потенційного ринку стартап проекту.

< i i	IhdZagbdbklZgmjgdmgZcfgmZggy	OZZdljklbdZ
1	Кількість головних гравців, од	В Україні не розробляються
2	Загальний обсяг продаж, грн/ум.од	100000
3	Динаміка ринку (якісна оцінка)	стагнує
4	Наявність обмежень для входу (вказати характер обмежень)	Сертифікація та випробування
5	Специфічні вимоги до стандартизації та сертифікації	Вимоги технічного регламенту

Порівнявши значення рентабельності та банківським відсотком на вкладення робимо висновок що даний проект є вигідним для його вкладання.

Також можемо зробити висновок при привабливості входження в даний ринок за попереднім оцінюванням.



Далі визначаємо потенційні групи клієнтів, їх характеристики, та формується орієнтований перелік вимог до товару для кожної групи (табл. 5).

Таблиця 5. Характеристика потенційних клієнтів стартап-проекту.

Клієнтська група	Вимоги до товару	Потенційні характеристики клієнтів	Потенційні характеристики товару	Потенційні характеристики підприємства
	Базова потреба, яку задовольняє товар (згідно концепції потенційного товару)	Визначити потенційні цільові групи клієнтів, що можуть бути зацікавлені у задоволенні означеної потреби	Вписати фактори, що формують поведінку клієнта (стандарти, технічні регламенти, інші фактори цінового та нецінового характеру) та особливості купівлі та експлуатації товару	- до продукції - до компанії-постачальника
1.	Автоматизація процесу	Металооброб на промисловість	Автоматизація старого обладнання, що полегшує обробку матеріалу без втручання кваліфікованого персоналу	Точність Швидкість спрацювання
2	Низька собівартість	Металооброб на промисловість	Менші габаритні розміри при однакових характеристиках, технологічність	низька собівартість
3	Технологічність	Металооброб на промисловість	Простота конструкції, спрощений ремонт зношених вузлів, простота переобладнання	Підвищена жорсткість Менша металоємкість Менша

			існуючого верстату	енергозатрат ність
--	--	--	-----------------------	-----------------------

Після визначення потенційних груп клієнтів проводимо аналіз ринкового середовища: складаємо таблиці фактори, що сприяють ринковому впровадженню проекту, та факторів, що йому перешкоджають (табл. №№ 6-7). Фактори подаються у вигляді зменшення значущості.

Таблиця 6. Фактори загроз

№	Фактор	Фактор	Фактор
1	Поява конкурентів на ринку України	Потреба в конкурентоспроможності технології	Розробка та виготовлення індивідуальних приводів для клієнта
2	Спадання динаміки ринку в Україні	Потреба в пошуку нових місць збуту товару	Вихід на всесвітній ринок
3	Незацікавленість в технології	Не має необхідної кількості потреб для споживача	Розробка та впровадження даної технології в інші галузі промисловості
4	Низькі технічні характеристики та відсутність їх варіації	Низька потреба	Удосконалення технічних характеристик та збільшення їх варіацій

Таблиця 7. Фактори можливостей.

№	Фактор	Фактор	Фактор
1	Нова технологія	Збільшений попит відносно очікуваного	Збільшення виробничих потужностей
2	Відсутність конкурентів на ринку України	Не має загрози зменшення рентабельності від конкурентів	Вільне розповсюдження по підприємствам які займаються металообробкою
3.	Технологія з новим рівнем технологічного прогресу	Легкий вихід на ринок Європи і Азії	Вихід на ринок Європи і Азії

Далі проводимо аналіз пропозиції: загальні риси конкуренції на ринку (табл. 8).

Кл[ebhkl• dhgdmglgh]h kfbz	< qhfm ihyeulvky ZgZoZZdlpklbdZ	ieb\ gZ yevgklv ipklZ fh`eb\ ChfiZgCh[ [mlb dhgdmglhkihfh`ghx
1. Вказати тип конкуренції - чиста	Відсутність конкурентів на ринку України	В достатньої технологічності, собівартості технології від зарубіжних конкурентів
2. За рівнем конкурентної боротьби - національний	Продаж технології металообробній та іншим промисловостям по всій країні	Недостатньо розвинуті промисловості в Україні
3. За галузевою ознакою - внутрішньогалузева	Одна цільова аудиторія	Розробка технології для однієї цільової аудиторії, вклад в удосконалення тільки для однієї цільової аудиторії
4. Конкуренція за видами товарів: - між бажаннями	Розробка технології для задоволення однієї потреби	Удосконалення в майбутньому тільки технологічності продукту
5. За характером конкурентних переваг - нецінова	Потреба удосконалення технології	Постійне удосконалення технології
6. За інтенсивністю - марочна	Розвиток даного обладнання	Витрати на її створення і підтримку, збільшення фінансування

Після конкуренції проводимо більш детальний аналіз умов конкуренції в галузі (за моделлю 5 сил М. Портера) (табл. 9).

Таблиця 9. Аналіз конкуренції в галузі за М. Портером

	Ijy• dhgdmglb\ ]Zema•	Ihlgpeg• dhgdmglb	IhklZqZevg bdb	Deqlb	hZp - aZfggdbb
KdeZh\ ZgZeam	AZjn[•g• dhfiZg€	AZdhghZq• h[f_ggy hafi dZiZehdeZ gv	DhgpplZp y ihklZqZevgb d	hafi aZdmi•v Dhglhev ydhkl• KbklfZ gnhfZp€	PgZ
Висновк и:	Використову ються зарубіжні технології але їх не багато та велика собівартість	Є можливість виходу на ринок через державні закупівлі, але більша частина внутрішнього ринку приватного підприємств	З боку постачальни ків проблем в виготовленн і не має	Велика собівартість ь, точність зборки, надійність, довговічні сть	Можливість використа ння механічног о переміщен е

Після аналізу конкуренції в галузі за М. Портером можемо зробити висновок, що з огляду на конкурентну ситуацію, є можливість роботи на ринку. Так як ми маємо технологію, яка має новий спосіб роботи, який підвищує технічні характеристики такі як, підвищена жорсткість, менша металоємкість, менша енергозатратність, робота в трьох осях одночасно з урахуванням таких критеріїв, як низька собівартість, висока технологічність, взаємозамінність.

На основі аналізу конкуренції, проведеного в п. 3.5 (табл. 9), а також з із урахуванням характеристик ідеї проекту (табл. 2), вимог споживачів до товару (табл. 5) та факторів маркетингового середовища (табл. №№ 6-7) визначається та обґрунтовується перелік факторів конкурентоспроможності. Аналіз оформлюється за табл. 10.

Таблиця 10. Обґрунтування факторів конкурентоспроможності.

< ii	NZdlhj dhgdmglhkihf`ghkl•	hglmZggy gZggy qbggbdsh h[eylv nZdlhjey ihgyggy dhgdmglgbo ihdl agZqmsbf
1	Низька собівартість	Дає змогу в конкурентності за рахунок нижчої ціни для споживача
2	Менша металоємкість	Спрощена конструкція приводу
3	Низька енергозатратність	Економія енергії на виготовлення більшої кількості деталей за одиницю часу

За визначеними факторами конкурентоспроможності (табл. 10) проводимо аналіз сильних та слабких сторін стартап-проекту (табл. 11).

Таблиця 11. Порівняльний аналіз сильних та слабких сторін «Цифровий привід переміщення столу свердлувального верстата»

< i i	NZdlhj dhgdmglhkihf`ghkl•	;Zeb 1-20	[lbg] lhZj -dhgdmglm ihg ygga« Baykal)						
			+3	+2	+1	0	+1	+2	+3
1	Низька собівартість	20	+						
2	Менша металоємкість	15			+				
3	Низька енергозатратність	15		+					

3.8 Фінальним етапом ринкового аналізу можливостей впровадження проекту є складання SWOT-аналізу (матриці аналізу сильних (Strength) та слабких (Weak) сторін, загроз (Troubles) та можливостей (Opportunities) (табл. 12) на основі виділених ринкових загроз та можливостей, та сильних і слабких сторін (табл. 11).

Перелік ринкових загроз та ринкових можливостей складається на основі аналізу факторів загроз та факторів можливостей маркетингового середовища. Ринкові загрози та ринкові можливості є наслідками (прогнозованими результатами) впливу факторів, і, на відміну від них, ще не є реалізованими на ринку та мають певну ймовірність здійснення.

Таблиця 12. SWOT – аналіз стартап – проекту.

Сильні сторони: Низька собівартість відносно кращих технічних характеристик конкурентів	Слабкі сторони: Потребує спеціального навчання для використання,
Можливості: Легкий вихід на ринок країни	Загрози: Проблематично знайти клієнта для специфічного товару

3.9 На основі SWOT-аналізу розробляються альтернативи ринкової поведінки (перелік заходів) для виведення стартап-проекту на ринок та орієнтовний оптимальний час їх ринкової реалізації з огляду на потенційні проекти конкурентів, що можуть бути виведені на ринок.

Визначені альтернативи аналізуються з точки зору строків та ймовірності отримання ресурсів (табл. 13).

Таблиця 13. Альтернативи ринкового впровадження стартап-проекту.

№	Альтернатива	Опис заходу	Термін реалізації
1	Розроблення та впровадження інновацій	Дає можливість отримання додаткових фінансувань	Від кількох місяців до 1-го року
2	Доведення життєздатності	Дає змогу запобігти скорочень фінансувань	Кілька місяців
3	Лідерства в ніші	Дає змогу в продовженні розробки	6 місяців
4	Зниження собівартості	Можливість в фінансуванні	2 місяці

Після аналізу зазначимо обрану альтернативу.

З означених альтернатив вибираємо ту, яка дає нам: а) отримання ресурсів є більш простим та ймовірним; б) строки реалізації – більш стислими.

Зробивши аналіз можемо сказати що альтернатива «Зниження собівартості» дає змогу найкраще зберегти проект в умовах нестабільного ринкового середовища.

Розроблення ринкової стратегії проекту.

Розроблення ринкової стратегії першим кроком передбачає визначення стратегії охоплення ринку: опис цільових груп потенційних споживачів (табл. 14).

Таблиця 14. Вибір цільових груп потенційних споживачів.

< ii	Hk ihnex pevh€jnib ihlgpegbo degl	=hlhgklv kih`bZq kipcgylb ihfndl	Hhgbc ihibl \ f_Zo pevh€ jnib k]fglm	lglgkbglv dhgdmgp€\ k]fgl•	IhklhlZ ohm m k]fgl
1	Металообробна промисловість	Дає можливість автоматизувати виробництво середньої та велико-масштабної серії	0,2	0	1
Які цільові групи обрано: металообробна промисловість					

За результатами аналізу потенційних груп споживачів (сегментів) автори ідеї обирають цільові групи, для яких вони пропонуватимуть свій товар, та визначають стратегію охоплення ринку:

якщо компанія зосереджується на одному сегменті, то обираємо стратегію концентрованого маркетингу.

3. Замість концентрації зусиль на невеликій частині великого ринку, фірма концентрує їх на великій частині одного або декількох субринків

(сегментів). Це забезпечує фірмам міцну ринкову позицію в обслуговуючих сегментах, оскільки вони краще знають потреби цих сегментів і користуються певною репутацією.

4. Звичайно існує ризик появи сильного [конкурента](#) або якщо сегмент не виправдає надії.

Чинники по вибору концентрованого маркетингу:

Ресурси фірми: при обмежених ресурсах краще концентрований маркетинг.

Ступінь однорідності продукції: для однорідних товарів згодиться і недиференційований маркетинг, а для тих, які відрізняються за конструкцією, — краще [диференційований](#) або концентрований.

Етап [життєвого циклу](#): при виході на ринок з новим товаром доцільно пропонувати лише один варіант новинки і використовувати недиференційований або концентрований маркетинг.

Ступінь однорідності ринку: якщо у покупців однакові смаки, найкраще запровадити недиференційований маркетинг.

Маркетингові стратегії конкурентів: якщо вони займаються сегментуванням ринку, то застосування стратегії недиференційованого ринку може стати згубним. Здійснюючи рішення про ступінь охоплення ринку необхідно по кожному з розглянутих сегментів проаналізувати обсяг продажу, очікувані темпи зростання збуту, прогнозовані розміри прибутку, інтенсивність конкуренції, вимоги до каналів маркетингу, ступінь відповідності сильним сторонам фірми.

Для роботи в обраних сегментах ринку необхідно сформувати базову стратегію розвитку (табл. 15).



Таблиця 15. Визначення базової стратегії розвитку.

< i i	HgZ ZevlgZlbZ habldm ihdlm	KlZlly hohiegggy bgdm	Dexqh dhgdmglhkihf `g• ihabp€ hgh h h[Zgh€ ZevlgZlbb	;ZahZ klZlly habldm
1	Зниження собівартості	Вибірковий розподіл	Альтернативні приводи переміщення приводів верстатів	Стратегія спеціалізації
2	Лідерства в ніші	Ексклюзивний розподіл	Зарубіжні компанії	Стратегія диференціації

4.3 Наступним кроком є вибір стратегії конкурентної поведінки (табл. 16).

Таблиця 16. Визначення базової стратегії конкурентної поведінки.

< ii	Q } ihdl @hihopf <sup>a</sup> gZbgdm"	Qm@hfiZgy rmdZlb ghbo kih`bZq\ Z[h aZ[bZlb kgmxqbo m dhgdmgl\	Qm@hfiZgy dhi xZlb hkghg• oZZdlpklbdb lhZjm dhgdmglZ • yd <sup>u</sup>	KlZlly dhgdmglgh€ ihgdb
1	Розробляється в інших країнах	Розширення ринку	Можливість дискретності до 0,01 мм	Стратегія виклику лідера

На основі вимог споживачів з обраних сегментів до постачальника (стартап-компанії) та до продукту (див. табл. 5), а також в залежності від обраної базової стратегії розвитку (табл. 15) та стратегії конкурентної поведінки (табл. 16) розробляється стратегія позиціонування (табл. 17). що полягає у формуванні ринкової позиції (комплексу асоціацій), за яким споживачі мають ідентифікувати торгівельну марку/проект.

Таблиця 17. Визначення стратегії позиціонування.

	Критерій	Критерій	Критерій	Критерій
1	Собівартість	Спеціалізація	Низька собівартість	Низька ціна, висока якість, висока продуктивність
2	Підвищена жорсткість	Спеціалізація	Висока жорсткість	Підвищений строк служби, Збільшене навантаження, надійність, підвищена точність
3	Металоємкість	Диференціація	Менше використання металу	Зменшення використання металу, зменшення металообробки
4	Енергозатратність	Спеціалізація	Менше споживання енергії там, де менше втручання оператора	Низька енергозатратність, більший час роботи без втручання оператора в процес оброблення деталі, зменшення маси приводу

Результатом виконання підрозділу має стати узгоджена система рішень щодо ринкової поведінки стартап-компанії, яка визначатиме напрями роботи стартап-компанії на ринку.

Розроблення маркетингової програми стартап-проекту.

5.1 Першим кроком є формування маркетингової концепції товару, який отримає споживач. Для цього у табл. 18 потрібно підсумувати результати попереднього аналізу конкурентоспроможності товару.

Таблиця 18. Визначення ключових переваг концепція потенційного товару.

№	Потреба	Можливість	Вигляд переваги
1	Потреба для верстатів радянського виробництва	Можливість модернізації верстата для розширення технології виробництва	Автоматизація процесу обробки деталей з меншим втручанням людини
2	Потреба автоматизації виробництва без купівлі нового обладнання	Можливість не купувати новий верстат, а модернізувати верстат радянського виробництва	Можливість встановлення приводу в стаціонарні вузли верстата

Надалі розробляється трирівнева маркетингова модель товару: уточнюється ідея продукту та/або послуги, його фізичні складові, особливості процесу його надання (табл. 19).

Таблиця 19. Опис трьох рівнів моделі товару.

Рівень	Опис
I. Товар за задумом	Потреба автоматизації старого обладнання
II. Товар у реальному виконанні	Властивості/характеристики
	М/Нм
	Вр/Тх /Тл/Е/Ор
	Якість: стандарти для цифрових багатопозиційних приводів, технічні характеристики
	Пакування
	Марка: назва організації-розробника + назва товару

III. Товар із підкріпленням	До продажу
	Після продажу
За рахунок чого потенційний товар буде захищено від копіювання: Патенти	

Після формування маркетингової моделі товару слід особливо відмітити – чим саме проект буде захищено від копіювання. Захист може бути організовано за рахунок захисту ідеї товару (захист інтелектуальної власності), або ноу-хау, чи комплексне поєднання властивостей і характеристик, закладене на другому та третьому рівнях товару.

5.3 Наступним кроком є визначення цінових меж, якими необхідно керуватись при встановленні ціни на потенційний товар (остаточне визначення ціни відбувається під час фінансово-економічного аналізу проекту), яке передбачає аналіз ціни на товари-аналоги або товари субститути, а також аналіз рівня доходів цільової групи споживачів (табл. 20). Аналіз проводиться експертним методом.

Таблиця 20. Визначення меж встановлення ціни.

№	Вид діяльності	Відомості про діяльність	Відомості про діяльність	Відомості про діяльність
1	Людська експлуатація (заробітня плата)	Більше 10000 доларів	50000	Від 20000 до 40000 грн/од.

5.4 Наступним кроком є визначення оптимальної системи збуту, в межах якого приймається рішення (табл. 21):

- f проводити збут власними силами або залучати сторонніх посередників (власна або залучена система збуту);
- f вибір та обґрунтування оптимальної глибини каналу збуту;
- f вибір та обґрунтування виду посередників.

Таблиця 21 Формування системи збуту.

< ii	KipbndZ aZdmiēvgh€ ihēdb pevho degl	Nmgdp€a[mlm yd• fZ} bdhgmZlb ihklZqZevgbd lhZjn	=eb[bgZ dZgZema[mlm	HbfZevgZ kbfkfZ a[mlm
1	Купівля	Металообробка	Держава	ТОВ, ФОП, ПП

5.5 Останньою складовою маркетингової програми є розроблення концепції маркетингових комунікацій, що спирається на попередньо обрану основу для позиціонування, визначену специфіку поведінки клієнтів (табл. 22).

Результатом пункту 5 має стати ринкова (маркетингова) програма, що включає в себе концепції товару, збуту, просування та попередній аналіз можливостей ціноутворення, спирається на цінності та потреби потенційних клієнтів, конкурентні переваги ідеї, стан та динаміку ринкового середовища, в межах якого буде впроваджено проект, та відповідну обрану альтернативу ринкової поведінки.

#### Висновок:

У висновку узагальнюється проведений аналіз та зазначаємо:

Є потреба в попиті, так як в Україні ніхто не розробляє, а виробництв з верстатами радянської розробки багато, тому фінансування інвесторів знайти менш проблематично, так як динаміка ринку і рентабельність ринку зростає за рахунок відсутності конкурентів.

Перспектива впровадження з огляду на потенційні групи клієнтів, є відсутність конкуренції в Україні, бар'єри входження це сертифікація зі сторони держави. При появі конкуренції дана розробка є конкурентноспроможною по своїм технічним характеристикам.

Розроблення та впровадження інновацій, та зниження собівартості доцільно буде обрати для ринкової реалізації проекту, якщо проект буде не конкурентноспроможним.

Можливість розвитку технології, створення нових моделей, та вихід на ринки зарубіжних держав.

## Загальні висновки

У даній магістерській дисертації проведений патентний пошук і аналіз відомих рішень по створенню виконавчих приводів вертикально-свердлувальних верстатів, на базі проведених досліджень була розроблена оригінальна конструкція і схема приводу поперечного переміщення стола, який забезпечує дискретність подачі шпинделя. При цьому максимальна величина поперечного переміщення стола  $\Delta_{\text{max}} = L \cdot \tan \alpha$ . Також запропонована оригінальна схема цифрового приводу поздовжнього переміщення стола, який забезпечує дискретність подачі шпинделя.

При цьому максимальна величина поперечного переміщення стола  $\Delta_{\text{max}} = L \cdot \tan \alpha$ . Розроблена оригінальна конструкція і схема приводу осьової подачі мотор-шпинделя свердлильного верстата, який забезпечує дискретність подачі шпинделя. При цьому максимальна величина переміщення шпинделя  $\Delta_{\text{max}} = L \cdot \tan \alpha$ .

Запропоновані цифрові приводи поздовжнього, поперечного та осьової переміщення мотор-шпинделя, які дозволяють в процесі роботи верстата автоматично змінювати як глибину свердління, так і переміщення стола з заготовкою в задану позицію. Розроблені конструкції і схеми керування прості і надійні. Все це дає можливість значно автоматизувати процес роботи верстата і значно розширити область застосування.

## Література

1. Анурьев В.И. Справочник конструктора машиностроителя. / В.И. Анурьев // Изд. 3-е перераб. М., изд-во Машиностроение. – 1968. – С.504 – 50
2. Металорежущие станки: учебник. В2 т./ Т.М. Аврамова, В.В. Бушуев, Л.Я. Гиловой и др.; под ред. В.В. Бушуева. -М.: Машиностроение, 2011. – 608 с. С. 145-156.
3. Технология обработки конструкционных материалов: Учеб. для машиностр. спец. вузов/П.Г. Петруха, А.И. Марков, П.Д. Беспехотный и др.; Под ред. П.Г. Петрухи. – М.: Высш. шк., 1991. 512с.
4. Чернов Н.Н. Металлорежущие станки: Учебник для техникумов по специальности «Обработка металлов резанием». – 4-е изд., перераб. и доп. – М.: Машиностроение, 1988. – 416с.
5. Новік М.А. Аналіз точності позиціонування цифрових приводів / М.А. Новік // Вісник НТУУ «КПІ» : серія «Машинобудування». – 2008.-№54.-с.124-131.
6. Новік М.А. Порівняння статичних характеристик багатопозиційних приводів з цифровим керуванням /М.А. Новік , В.Є. Дідовець / (Збірник наукових праць «Технологія і техніка друкарства».-2012.-№1(35).-с.142-149.
7. Новік М.А. /Режими позиціонування пневматичних цифрових приводів / М.А. Новік // Вестник Национального технического университета Украины « Киевский политехнический институт» . Машиностроение.-К.: НТУУ «КПИ».-2006.-№49.-с.125-130.
8. Патент України №87135. МПК В23В29/32 (2006.01) Револьверна головка / Новік М.А., Дідовець В.Є., Червоний Д.С.; Власник НТУУ «КПІ». опубл. 27.01.2014 – Бюл.№2.
9. Металлорежущие станки: учебник. В 2 т. Т. 2 / В.В. Бушуев, А.В. Еремін, А.А. Какойло и др.; под ред. В.В. Бушуева. Т. 2. — М.: Машиностроение, 2011. — 586 с.; ил.



10. Патент СРСР №280180, МПК В23В 47/32 , В23q 11/06, Шпиндель свердлильного верстата, О. П. Шевченко, О. Є. Бондар, Я. К. Балагула, В. К. Щигельський; Власник СКБ-АС, опубл. 5.03.1974.
11. Патент України №110916, МПК (2016.01) В23В39/14 (2016.01) В23В41/00, Привод подачі шпинделя свердлильного верстата / Новік М. А., Дідовець В. Є. Назаренко Є. В.; Власник НТУУ «КПІ», опубл.25.10.2016 Бюл.»20.
12. Патент СРСР № 917956, МПК В23В 47/08. Привід подач свердлильного верстата. С. Г. Нагорняк, В. М. Шарик, опубл. 07.04.82.
13. Патент СРСР №301230 , МПК В 23b 47/04, В 23b 47/18, Механізм подачі шпинделя свердлильного верстата. М. М. Ратинер, Ю. А. Маслов, опубл. 31.05.1971.
14. Патент СРСР №356095, МПК В 23q 5/32 ,УДК 62-837(088.8). Привід подачі шпинделя свердлильного верстата. Г. І. Смагін, Ю. Д. Матвейкін, опубліковано 02.12.1972.
15. Патент СССР №1784007, МПК В 23 В 47/04. Привід подачі шпиндельної головки свердлильного верстата. В. М. Войцеховський, С. Н. Петров, А. Г. Гаркуша,опублікований 23.12.92.
16. Патент СССР №683859, МПК В 23 В 46/04, УДК 621.932 (088.8). Привід подачі шпинделя верстата. Ф. Ф. Ризванов, опубліковано 17.09.79.
17. Патент СССР №472756, МПК В23b 47/32, В23q 5/24, УДК 621.952.8-229.2(088.8), В.М. Пестунов, В.А. Крижановскій, опубл. 08.09.1975.
18. Патент СССР №542591, МПК В23 В 47/18, УДК 621.952-589.23(088-8), В.М. Пестунов, В.А. Крижановскій, опубл 15.01.77 , бюл. №2.
19. Патент України №65488, МПК В23В 47/00, В23В 19/00, Шпиндельний вузол верстата. Кузнецов Ю.М., Фіранський В. Б., Шинкаренко В. Ф., Гайдаєнко Ю. В
20. Патент СРСР №1364427. Двохкоординатний стіл. МПК В23q 1/14, опубл. 07.01.1988. бюл. №1
21. Паспорт вертикально-розточувального верстату 2с150

## Додатки

УДК 62-229,32

Назаренко Я.О., студ., Новік М.А., к.т.н., доц.

Оснащення мотор-шпинделя цифровим пневмогідравлічним приводом подачі

Від мотор-шпинделів, оберти яких перевищують 60 тис. обертів за хвилину дуже складно здійснювати відбір потужності на привод подачі із-за необхідності застосування значної кількості понижуючих передач. По цій причині приводи подач мають бути автономними: електричними, пневматичними, гідравлічними або комбінованими. В даній роботі розглядається можливість застосування в якості привода осьової подачі шпинделя пневмогідравлічний багатопозиційний привод з цифровим керуванням. Застосування такого цифрового приводу дає можливість одночасно в процесі роботи змінювати як величину переміщення так і швидкість (подачу) осьової подачі шпинделя. При цьому величина подачі регулюється величиною пневматичного тиску живлення, що підводиться до розрядних камер цифрового приводу, а величина осьового переміщення визначається опрацюванням цифровим приводом двійкового коду. Керування переміщенням шпинделя інформацією у вигляді двійкового коду значно розширює область застосування таких приводів в системах автоматичного керування. В запропонованій роботі розглядається оригінальний пристрій подачі мотор-шпинделя. При цьому привод забезпечує діапазон переміщення шпинделя від 0 до 128 мм і більше з дискретністю 0,1 мм і менше. А величина подачі регулюється і підтримується сталою незалежно зміни зусилля різання регулятором витрати рідини. В роботі приведені аналітичні залежності для визначення величини переміщення шпинделя від опрацьованої кодової комбінації керуючих сигналів і величини подачі від значення величини ефективної площі дроселя регулятора потоку рідини.